

**POLSKA
RZECZPOSPOLITA
LUDOWA**



**URZĄD
PATENTOWY
PRL**

OPIS PATENTOWY

67 900

Patent dodatkowy
do patentu

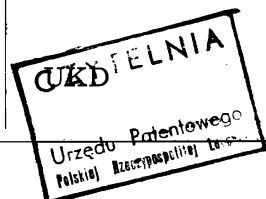
Kl. 47h,41/26

Zgłoszono: 30.VIII.1968 (P. 128 836)

Pierwszeństwo: 30.VIII.1967 Niemiecka
Republika
Federalna

MKP F16h 41/26

Opublikowano: 19.VII.1973



Twórca wynalazku: Herbert Löffelholz

Właściciel patentu: Fichtel und Sachs A. G., Schweinfurt (Niemiecka
Republika Federalna)

Przekładnia hydrokinetyczna

1

Przedmiotem wynalazku jest przekładnia hydrokinetyczna, składająca się z dwóch czasz pierścieniowych — wewnętrznej, zewnętrznej, oraz rozmieszczonych pomiędzy nimi łopatek, tworzących wirniki przekładni, a mianowicie: wirnik pompy, połączony z wałem napędowym, wirnik turbinowy, połączony z wałem napędzającym oraz połączony z mechanizmem wolnego koła wirnik kierownicy. Dzięki połączeniu z mechanizmem wolnego koła wirnik kierownicy może przy tym swobodnie obracać się w jednym kierunku przy jednoczesnym zablokowaniu możliwości jego obrotu w kierunku przeciwnym.

Wspomniane wirniki utworzone są w ten sposób, że zewnętrzne czasze pierścieniowe tworzą zewnętrzną powłokę dwupowłokowego toroidu, a wewnętrzne czasze pierścieniowe — wewnętrzną powłokę tego toroidu. W ten sposób — rozpatrując w płaszczyźnie południkowej: przepływ cieczy roboczej odbywa się wokół wewnętrznej powłoki toroidu poprzez łopatki wirników pompy, turbiny i kierownicy, przepływ cieczy roboczej określony jest czaszami pierścieniowymi wirnika kierownicy w strefie bliższej osi zmiennika oraz czaszami pierścieniowymi turbiny i pompy w strefie dalszej od osi, poszczególne strefy przepływu cieczy oddzielone są od siebie szczelinami o nieznaczej szerokości, szerokość dwupowłokowego toroidu w kierunku osiowym jest mniejsza od jego wysokości w kierunku promieniowym.

2

Wielkościami charakteryzującymi tego rodzaju przekładnie momentu są: współczynnik sprzęgania i moment obrotowy odbierany z pompy przekładni.

Współczynnik sprzęgania można określić ze stosunku liczby obrotów wirnika turbiny do liczby obrotów wirnika pompy w zakresie pracy przekładni jako sprzęgła, to znaczy w tym zakresie pracy przekładni, gdy wirnik kierownicy obraca się i wobec tego nie występuje przetwarzanie ani momentu ani prędkości obrotowej. Teoretycznie w tym zakresie pracy przekładnia hydrokinetyczna powinna pracować jako sprzęgło bezpośrednie, to znaczy moment obrotowy i liczby obrotów na wale napędzającym winny być równe tym samym wielkościom na wale napędowym. W praktyce przekładnie hydrodynamiczne również w tym zakresie, wobec nieuniknionych poślizgów, wykazują nierówność momentu obrotowego i liczby obrotów wirnika turbiny w porównaniu z tymi samymi wielkościami na wirniku pompy. Współczynnik sprzęgania jest więc tym korzystniejszy, im mniejszy jest poślizg. Można więc wyrazić współczynnik sprzęgania zmiennika momentu przez stosunek liczby obrotów n_1 wirnika pompy do liczby obrotów n_2 wirnika turbiny, a więc $\frac{n_1}{n_2}$ w funkcji obrotów pompy n_1 w zakresie pracy przekładni jako sprzęgła. Im bardziej powyższy stosunek zbliża się w określonym zakresie pracy do jedności, tym korzystniejszy jest współczynnik sprzęgania.

Moment odbierany z pompy przekładni można określić wielkością liczby obrotów przy zablokowanej turbinie. Liczba obrotów przy zablokowanej turbinie jest to przy tym liczba obrotów, jaką osiąga wirnik pompy przy określonych warunkach pracy napędzającego wirnika pompy silnika, zazwyczaj pracującego na pełnej mocy, podczas gdy wirnik turbiny zostaje unieruchomiony, zazwyczaj przez unieruchomienie wyposażonego w przekładnię hydrokinetyczną pojazdu. Im większa jest liczba obrotów przy zablokowanej turbinie, tym mniejszy jest moment odbierany z pompy przekładni. W przypadku silników napędowych o stosunkowo niskiej mocy pożądane są małe wartości momentu odbieranego z pompy przekładni, przy korzystnej wartości liczby obrotów przy zablokowanej turbinie.

W znanym rozwiązaniu przekładni hydrokinetycznej oś przepływu cieczy roboczej ma stałą krzywiznę; w tym rozwiązaniu zewnętrzna powłoka dwupowłokowego toroidu jest podobnie (w płaszczyźnie południkowej) w obrębie swojej zewnętrznej i wewnętrznej średnicy stosunkowo silnie skrzywiona, podczas gdy na przeciwnych odcinkach przebiega wzdłuż linii prostej, jak również nie jest spełnione równanie ciągłości strugi dla prędkości c_m . Zgodnie z równaniem równości strugi, przez każdy przekrój poprzeczny wzdłuż strugi powinna w każdej chwili przepływać ta sama ilość cieczy. Przez właściwe zwymiarowania przekrojów wzdłuż strugi można osiągnąć spełnienie równania ciągłości strugi dla stałej prędkości południkowej c_m wzdłuż całej drogi strugi w przestrzeni roboczej zmiennika.

Ta przekładnia hydrokinetyczna wykazuje wprowadzić korzystny współczynnik sprzęgania, jednakże odpowiednia wielkość momentu odbieranego z pompy jest niezadowalająca. Również i sprawność opisanej przekładni może być utrzymana na dobrym poziomie jedynie w wąskim zakresie przełożeń, to jest w wąskim, ograniczonym zakresie stosunku liczby obrotów wirnika pompy do liczby obrotów wirnika turbiny; poza tym zakresem sprawność bardzo silnie spada.

Częściowo na niewłaściwy przebieg sprawności opisanej przekładni wpływa niespełnienie równania równości strugi dla stałej prędkości południkowej c_m . Następstwem tego jest odrywanie się strug cieczy roboczej od ścian dwupowłokowego toroidu (kawitacja), które prowadzi do strat sprawności. Dalszą przyczyną obniżenia sprawności są wielokrotne zmiany wielkości prędkości południkowej c_m , które muszą występować wskutek niemożliwości spełnienia równości strugi dla stałej wartości prędkości południkowej c_m .

Celem wynalazku jest takie ukształtowanie przekładni hydrokinetycznej wyżej opisanego rodzaju, aby jednocześnie uzyskać dobry współczynnik sprzęgania, niską wartość momentu odbieranego z pompy oraz wysoką sprawność w szerokim zakresie przełożeń.

Zadanie może być rozwiązane przez połączenie następujących cech: stosunek odległości osi strumienia cieczy roboczej do osi przekładni, mierzonych na wejściu i wyjściu do wirnika pompy po-

winien zawierać się w granicach 0,55 do 0,65; stosunek zewnętrznej średnicy zewnętrznej powłoki toroidu do jej wewnętrznej średnicy powinien być większy od 1,8; stosunek powierzchni pierścienia kołowego zakreślonego krawędzią przecięcia wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni dwupowłokowego toroidu z płaszczyzną normalną do osi przekładni, przechodzącą przez wyjście z wirnika pompy do powierzchni zakreślonej krawędzią przecięcia zewnętrznej powłoki toroidu z tą płaszczyzną powinien wynosić 0,1 do 0,3; stosunek mierzonej w kierunku osiowym szerokości zewnętrznej powłoki dwupowłokowego toroidu do jego średnicy zewnętrznej winien zawierać się w granicach 0,22 do 0,28, stosunek promieniowej szerokości zewnętrznej powłoki toroidu do jego średnicy zewnętrznej powinien zawierać się w granicach 0,30 do 0,36; oś strumienia cieczy roboczej posiada stałą krzywiznę, a przebieg zmian przekrojów poprzecznych przestrzeni roboczej wzdłuż strugi cieczy roboczej powinien być tego rodzaju, aby zapewnić spełnienie równania równości strugi dla stałej prędkości południkowej c_m wzdłuż całego przebiegu strugi.

Kształt zewnętrznej powłoki dwupowłokowego toroidu może być — w przekroju południkowym — wyznaczony w znany sposób łukami kołowymi ciągłymi, to jest posiadającymi wspólną styczną w miejscu zetknięcia.

Stosunek największego promienia krzywizny zewnętrznej powłoki toroidu do najmniejszego promienia krzywizny tej powłoki powinien być mniejszy od 3,5, najkorzystniej mniejszy od 3,0, ażeby spełnić warunek stałej krzywizny osi strumienia cieczy roboczej.

Najkorzystniejszym kształtem powłoki zewnętrznej toroidu — w płaszczyźnie południkowej — jest kształt zestawiony z dwóch łuków symetrycznych do linii środkowej toroidu, prostopadłej do jego osi. Przy określonej średnicy zewnętrznej toroidu jest punkt środkowy, położony na wspomnianej, normalnej osi linii środkowej toroidu w odległości 0,34 D od osi toroidu, z których jeden — w układzie współrzędnych prostokątnych o punkcie zerowym identycznym ze wspomnianym wyżej punktem środkowym i osią rzędnych Y pokrywającą się ze wspomnianą linią środkową toroidu, normalną do jego osi — składa się z ciągłych łuków kołowych określonych długością promienia i punktem jego zaczepienia, które są kolejno wykreślone od punktu wyznaczonego przez zewnętrzną średnicę zewnętrznej powłoki toroidu do punktu wyznaczonego przez jego wewnętrzną średnicę.

Promień	Punkt środkowy	
	Współrzędna X	Współrzędna Y
0,14 D	0	0,025 D
0,29 D	-0,15 D	0
0,11 D	0,018 D	-0,048 D
0,16 D	0	0

Przekładnia hydrokinetyczna według wynalazku z uwagi na swoje właściwości ruchowe może speł-

nić wszystkie żądania przemysłu samochodowego i który z uwagi na stosunkowo niewielką szerokość osiową zewnętrzną powłoki posiada bardzo niewielkie gabaryty osiowe i wobec tego może być łatwo zbudowany nawet w tych przypadkach, gdy stojące do dyspozycji miejsce jest bardzo ograniczone.

Przedmiot wynalazku jest przedstawiony w przykładzie wykonania na rysunku, na którym fig. 1 przedstawia podłużny przekrój przekładni według wynalazku, fig. 2 — zarys zewnętrznej powłoki przekładni przedstawionej na fig. 1 a fig. 3 — wykres liczby obrotów turbiny i pompy w funkcji transformacji.

Wirnik pompy 10 (fig. 1) składa się z wewnętrznej czaszy pierścieniowej 12a, zewnętrznej czaszy pierścieniowej 14a oraz z połączonych z tymi czaszami łopatek 16a. Wirnik pompy 10 połączony jest z końcówką wału napędowego 20 za pomocą obudowy 18.

Wirnik turbiny 22 składa się z wewnętrznej czaszy pierścieniowej 12b, zewnętrznej czaszy pierścieniowej 14b oraz z połączonych z obiema tymi czaszami łopatek 16b. Wirnik turbinowy 22 połączony za pomocą kołnierza 24 z kołnierzem 26 piasty 28 cału napędzającego.

Wirnik kierownicy 30 składa się podobnie z wewnętrznej czaszy pierścieniowej 12c, zewnętrznej czaszy pierścieniowej 14c, połączonych na pierścieniu zewnętrznym 32 mechanizmu wolnego koła 34, którego pierścień wewnętrzny 36 połączony jest za pomocą połączenia wieloklinowego 38 z nie pokazaną na rysunku nieruchomą częścią przekładni.

Wewnętrzne czasze 12a, 12b, 12c, tworzą razem powłokę wewnętrzną 40 dwupowłokowego toroidu 44 a zewnętrzne czasze pierścieniowe 14a, 14b, i 14c tworzą wspólnie powłokę zewnętrzną 42 toroidu 44. Obie powłoki 40 i 44 wyznaczają drogę przepływu strugi S cieczy roboczej wokół powłoki wewnętrznej 40. Wspomniana droga cieczy S składa się z odcinka Sa, wyznaczonego przez czasze pierścieniowe 12c i 14c wirnika kierownicy 30, odcinka Sb wyznaczonego przez czasze pierścieniowe 12a i 14a wirnika pompy 10 oraz odcinka Sc, wyznaczonego przez czasze pierścieniowe 12b i 14b wirnika turbiny 22. Poszczególne odcinki Sa, Sb i Sc oddzielone są od siebie wąskimi szczelinami 46, 48 i 50.

Liczbą 52 jest zaznaczona oś strumienia cieczy roboczej S.

Średnica zewnętrzna D powłoki zewnętrznej 42 jest największą średnicą hydrauliczną pompy. Największa szerokość osiowa powłoki zewnętrznej 42 oznaczona jest symbolem L. Odległość od osi przekładni punktu wejścia P osi 52 strumienia S cieczy roboczej na łopatkę 16a wirnika pompy 10 oznaczona jest symbolem R_{11} . Odległość od osi przekładni punktu wyjścia Q osi 52 strumienia S cieczy roboczej z łopatek 16a wirnika pompy 10 oznaczona jest symbolem R_{12} . Wewnętrzna średnica zewnętrznej powłoki 42 oznaczona jest symbolem D_{a1} , a jej wysokość promieniowa — symbolem H. Symbolem b_{12} oznaczona jest odległość pomiędzy powłoką zewnętrzną 42 a powłoką wewnętrzną 40 w punkcie Q wyjścia osi 52 stru-

mienia S cieczy roboczej z łopatek 16a wirnika pompy 10, mierzona w kierunku prostym do osi przekładni.

Na fig. 2 przedstawiony jest zarys południkowego przekroju zewnętrznej powłoki 42 z fig. 1. Odległość od osi przekładni punktu środkowego M oznaczona jest symbolem A. Zarys ten wyznaczony jest dwoma łukami 54a i 54b, symetrycznymi względem linii T toroidu, prostopadłej do osi przekładni. Łuk 54a składa się z czterech ciągłych łuków kołowych a mianowicie łuku K_1 ze środkiem w punkcie N_1 , łuku K_2 ze środkiem w punkcie N_2 , łuku K_3 ze środkiem w punkcie N_3 oraz łuku K_4 ze środkiem w punkcie M. Łuk 54b składa się podobnie z czterech łuków kołowych.

Ze środkowego punktu M zarysu przekroju zewnętrznej powłoki 42 toroidu wyprowadzony jest prostokątny układ współrzędnych x-y, którego oś rzędnych y pokrywa się ze środkową linią T toroidu, prostopadłą do osi przekładni.

Poniższa tabela określa w tym układzie współrzędnych środki łuków kołowych K_1 do K_4 oraz długości ich promieni.

Łuk	Promień	Środek łuku	
		Odcięta x	Rzędna y
K_1	$C = 0,14D$	$N_1 \quad 0$	$0,025D$
K_2	$E = 0,29D$	$N_2 \quad -0,15D$	0
K_3	$F = 0,11D$	$N_3 \quad 0,018D$	$-0,048D$
K_4	$G = 0,16D$	$M \quad 0$	0

Przedstawiony kształt przekrojów poprzecznych przestrzeni roboczej 44 wzdłuż strugi S cieczy roboczej zapewnia spełnienie równania równowagi strugi dla stałej prędkości południkowej S_m wzdłuż całego przebiegu strugi S.

Na fig. 3 przedstawiona jest zależność liczby obrotów n_1 wirnika pompy od liczby obrotów n_2 wirnika turbiny. Zależność tę dla przekładni hydrokinetycznej o zewnętrznej średnicy powłoki zewnętrznej wynoszącej 244 mm oraz o kołowym — w płaszczyźnie południkowej — zarysie przekroju zewnętrznej powłoki przedstawia krzywa 8; krzywa 9 przedstawia tę zależność dla przekładni o zewnętrznej średnicy 220 mm i również o kołowym zarysie przekroju poprzecznego zewnętrznej powłoki.

Zależność tę dla przekładni według wynalazku o średnicy zewnętrznej 244 mm oraz o zarysie południkowego przekroju powłoki zewnętrznej wykonanym zgodnie z danymi wyżej pokazanej tabeli — przedstawia krzywa 10.

Przykładowo powyższe krzywe 8 do 10 dla różnych przekładni uzyskuje się w ten sposób, że przy pracującym na pełnej mocy silniku napędzającym pompę, blokuje się początkowo wirnik turbiny (liczba obrotów $n_2 = 0$) a następnie pozwalając mu obracać się ze wzrastającą prędkością obrotową mierzy się liczby obrotów n_1 wirnika pompy przy różnych obrotach n_2 wirnika pompy. Liczba obrotów wirnika pompy, zmierzona przy liczbie obrotów turbiny $n_2 = 0$ jest wspomnianą na wstępie liczbą obrotów przy zablokowanej turbinie.

Jak widać z krzywych przedstawionych na fig. 3, krzywa 8 odnosi się do przekładni o niskiej liczbie obrotów przy zablokowanej turbinie i jednocześnie dużym momencie obrotowym odbieranym z wirnika pompy; z punktu widzenia doboru odpowiedniego momentu obrotowego odbieranego z wirnika pompy, taka charakterystyka zmiennika momentu nie jest pożądana. Z drugiej strony krzywa 8 przy wzrastającej liczbie obrotów n_2 turbiny szybciej zbliża się do nachylonej pod kątem 45° do osi układu linii W. Świadczy to, że przy wzrastającej liczbie obrotów turbiny szybciej nastąpi wyrównanie obrotów wirników pompy i turbiny, co odpowiada lepszemu współczynnikowi sprzęgania.

Łatwo zauważyć, że krzywa 9 odpowiada przekładni o wysokiej liczbie obrotów przy zablokowanej turbinie, co odpowiada niskiej wartości momentu obrotowego odbieranego z wirnika pompy; taka charakterystyka przekładni jest bardzo pożądana z punktu widzenia doboru odpowiedniej wielkości momentu obrotowego. Jednakże z drugiej strony krzywa 9 bardzo powoli zbliża się do linii W, co świadczy o bardzo powolnym wyrównywaniu obrotów pompy i turbiny. Taka charakterystyka jest więc niepożądana ze względu na mały współczynnik sprzęgania.

Natomiast krzywa 10, odpowiadająca przekładni według wynalazku, wykazuje z jednej strony, że przekładnia ta posiada wysoką liczbę obrotów przy zablokowanej turbinie a więc niski moment obrotowy odbierany z wirnika pompy, a z drugiej strony wyrównywanie obrotów pompy i turbiny przy wzrastającej liczbie obrotów turbiny następuje szybko. Tak więc przekładnia według wynalazku charakteryzuje się zarówno małym momentem obrotowym odbieranym z wirnika pompy jak i dobrym współczynnikiem sprzęgania.

Przebieg krzywej 10 na fig. 3 wskazuje również na to, że przekładnia hydrokinetyczna według wynalazku posiada dobrą sprawność, ponieważ szybko zbliżanie się krzywej charakterystyki 10 do nachylonej pod kątem 45° do osi współrzędnych linii W wskazuje na niewielkie poślizgi w zakresie pracy przekładni jako sprzęgła, co jest warunkiem wysokiej sprawności.

Zastrzeżenia patentowe

1. Przekładnia hydrokinetyczna, składająca się z pierścieniowej czaszy wewnętrznej, pierścieniowej czaszy zewnętrznej i rozmieszczonych między nimi łopatek, tworzących wirniki przekładni, a mianowicie wirnik pompy połączony z wałem napędowym przekładni, wirnik turbiny, połączony z wałem napędzającym oraz połączony z mechanizmem wolnego koła wirnik kierownicy, który dzięki wspomnianemu mechanizmowi wolnego koła może swobodnie obracać się w jednym kierunku przy całkowitym blokowaniu jego obrotu w kierunku przeciwnym, przy czym wspomniane czasy pierścieniowe tworzą powłoki dwupowłokowego toroidu, pomiędzy którymi znajduje się przestrzeń dla przepływu cieczy roboczej, dzięki czemu — w płaszczyźnie południkowej — przepływ cieczy roboczej odbywa się wokół wewnętrznej

powłoki toroidu poprzez łopatki wirników pompy, turbiny i kierownicy, przepływ cieczy roboczej określony jest czaszami pierścieniowymi wirnika kierownicy w strefie bliższej osi zmiennika oraz czaszami pierścieniowymi wirników turbiny i pompy w strefie dalszej od tej osi, a poszczególne strefy przepływu cieczy oddzielone są od siebie szczelinami o nieznacznej szerokości przy czym szerokość dwupowłokowego toroidu w kierunku osiowym jest mniejsza od jego wysokości w kierunku promieniowym, **znamienna tym**, że stosunek $(Q = \frac{R_{11}}{R_{12}})$ odległości osi (52) strumienia cieczy roboczej (S) mierzonej w punkcie (P) wejścia na łopatkę (16a) wirnika pompy (10) do odległości osi (52) strumienia cieczy roboczej (S) mierzonej w punkcie (Q) wyjścia z łopatek (16a) wirnika (10) wynosi 0,55 do 0,65, przy czym stosunek zewnętrznej średnicy (D) zewnętrznej powłoki (42) toroidu (44) do jego wewnętrznej średnicy (D_{a1}) jest większy od 1,8, a stosunek powierzchni pierścienia kołowego określonego krawędzią przecięcia zewnętrznej (42) i wewnętrznej (40) powierzchni dwupowłokowego toroidu (44) z płaszczyzną normalną od osi, przechodzącą przez punkt (Q) wyjścia strumienia (52) cieczy roboczej (S) z łopatek (16a) wirnika pompy (10) do powierzchni koła o zewnętrznej średnicy (D) toroidu (42) wynosi 0,1 do 0,3, przy czym stosunek osiowej szerokości (L) zewnętrznej powłoki (42) toroidu (44) do jego średnicy zewnętrznej (D) wynosi od 0,22 do 0,28 a stosunek promieniowej wysokości (H) zewnętrznej powłoki (42) toroidu (44) do jego średnicy zewnętrznej (D) wynosi od 0,30 do 0,36, natomiast oś (52) strumienia cieczy roboczej (S) posiada stałą krzywiznę, tak że przebieg zmian wielkości przekrojów poprzecznych przestrzeni roboczej (44) wzdłuż strugi (S) cieczy roboczej zapewnia spełnienie równania równości strugi dla stałej prędkości południkowej c_m wzdłuż całego przebiegu strugi (S).

2. Przekładnia według zastrz. 1, **znamienna tym**, że zarys powłoki zewnętrznej (42) dwupowłokowego toroidu (44) jest — w przekroju płaszczyzną południkową — zakresłony łukami kołowymi (K_1, K_2, K_3, K_4) ciągłymi, a więc o wspólnej stycznej w punkcie styku poszczególnych łuków.

3. Przekładnia według zastrz. 1 lub 2, **znamienna tym**, że w przekroju płaszczyzną południkową stosunek największego promienia krzywizny (E) zarysu powłoki zewnętrznej (42) do najmniejszego promienia krzywizny (F) tego zarysu jest mniejszy od 3,0 najkorzystniej mniejszy od 2,7.

4. Przekładnia według zastrz. 1 lub 2, **znamienna tym**, że zarys przekroju powłoki zewnętrznej (42) toroidu (44) w płaszczyźnie południkowej utworzony jest przez dwa łuki (54a, 54b) symetryczne względem środkowej linii toroidu (T) prostopadłej do osi zmiennika momentu; przy czym środkowy punkt (M) tego zarysu leży na linii środkowej (T) w odległości $0,34D$ od osi zmiennika momentu — gdzie (D) jest średnicą zewnętrzną zewnętrznej powłoki (42) toroidu (44) a zarys wyznaczony jest łukami kołowymi (K_1, K_2, K_3, K_4), których środki (N_1, N_2, N_3, M) wyznaczone są w układzie współ-

rzędnych prostokątnych ($x-y$), mającym punkt zerowy w punkcie środkowym (M) oraz oś rzędnych (y) pokrywających się z linią środkową (T) i podane w poniższej tabelce wraz z wielkościami promieni tych łuków (C , E , F , G) przy czym łuki (K_1 , K_2 , K_3 , K_4) wykreślone są kolejno w sposób ciągły od punktu leżącego na zewnętrznej średnicy (D) toroidu (44) do punktu leżącego na zewnętrznej średnicy (D) toroidu (44) do punktu leżącego na jego wewnętrznej średnicy (D_{ai}).

Łuk	Promień	Środek promienia krzywizny	
		współrzędna x	współrzędna y
K_1	$C = 0,14D$	N_1 0	0,025D
K_2	$E = 0,29D$	N_2 — 0,15D	0
K_3	$F = 0,11D$	N_3 0,018D	-0,048D
K_4	$G = 0,16D$	M 0	0

10

Fig. 1

