

Dr inż. Jadwiga Pisula, email: [jpisula@prz.edu.pl](mailto:jpisula@prz.edu.pl)

Mgr inż. Stanisław Warchoła, email: [warchols@prz.edu.pl](mailto:warchols@prz.edu.pl)

Katedra Konstrukcji Maszyn, Politechnika Rzeszowska

## ZASTOSOWANIE SYSTEMÓW CAD W ANALIZIE ROLKOWYCH PRZEKŁADNI TOCZNYCH

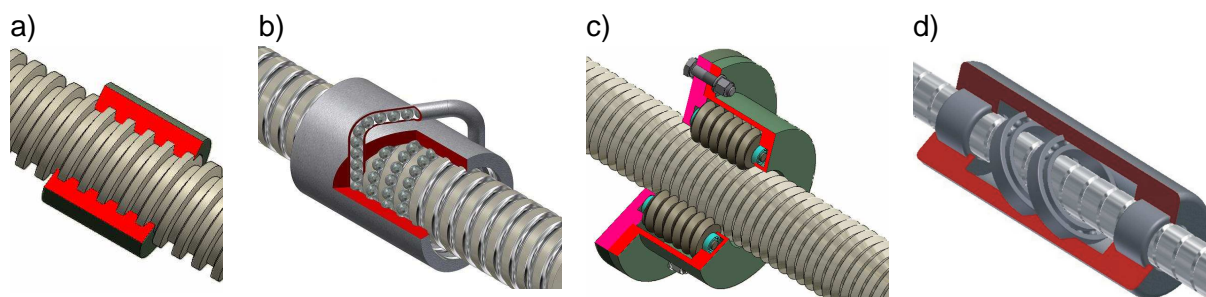
**Streszczenie:** W artykule przedstawiono dobór parametrów geometrycznych i kinematycznych dla rolkowych przekładni tocznych. Pokazano również sposób generowania zarysów osiowych elementów współpracujących przekładni. Wykonany w środowisku CAD model rolkowej przekładni tocznej potwierdza poprawność konstrukcji przekładni i jej parametrów.

## APPLICATION THE CAD SOFTWARE FOR THREAD ROLLER SCREW ANALYZE

**Abstract:** The article describing methodology of choosing geometrical and kinematic parameters for the Thread Roller Screw, additional shown how to create axial shape elements cooperating in screw. The Thread Roller Screw 3D model created in CAD software confirm the correctness the construction and choose parameters.

### 1. WPROWADZENIE

W celu zamiany ruchu obrotowego na postępowy wykorzystywane są przekładnie typu zębniak – listwa zębata lub mechanizmy śrubowe. W przypadku mechanizmów śrubowych wyróżnia się: parę śruba – nakrętka (rys.1a) lub przekładnie śrubowe toczne (rys.1b,c,d). Przekładnie te można podzielić ze względu na liczbę i rodzaj elementów pośrednich na przekładnie jedno lub dwustopniowe. Do przekładni jednostopniowych zalicza się przekładnie toczne: kulkowe (rys.1b) oraz rolkowe (rys.1c), natomiast przekładniami dwustopniowymi są przekładnie łożyskowe (rys.1d).



Rys.1. Przykłady przekładni śrubowych: a) śruba – nakrętka, b) kulkowa przekładnia toczna, c) rolkowa przekładnia toczna, d) przekładnia łożyskowa

Rozważane w niniejszym artykule rolkowe przekładnie toczne mają następujące zalety: posiadają 3÷5 krotnie większą nośność niż kulkowe przekładnie toczne o podobnych gabarytach oraz dają możliwość uzyskania wskaźnika kinematycznego w bardzo szerokim zakresie (różnym od skoku gwintu elementu napędzającego), co nie jest możliwe w innych rodzajach przekładni śrubowych. Podstawowe elementy rolkowej przekładni tocznej (rys.1c) to śruba, rolka, nakrętka. Warunkiem koniecznym, który musi być spełniony, żeby przekładnia mogła pracować jest posiadanie jednakowej podziałki gwintu „P” wszystkich jej współpracujących elementów. W zależności od rozwiązania

konstrukcyjnego rolka może współpracować tylko ze śrubą lub tylko z nakrętką albo w ogólnym przypadku z oboma elementami równocześnie. Liczbę rolek jaka występuje w przekładni determinują warunki konstrukcyjne. Dla przypadku gdy rolki współpracują tylko z jednym z elementów (śrubą lub nakrętką) maksymalną ich liczbę jaką można umieścić w przekładni wyznacza warunek wykluczający ich wzajemną kolizję. W przypadku, gdy rolki współpracują z oboma elementami (śrubą i nakrętką), możliwość umieszczenia rolki między śrubą a nakrętką i ich prawidłowa współpraca wymaga następującego warunku: różnica przesunięć osiowych punktów styku rolki z nakrętką i rolki ze śrubą przy zgodnych kierunkach pochylenia gwintu lub suma tych przesunięć dla kierunków przeciwnych musi być równa wielokrotności podziałki. Na tej podstawie kąt rozmieszczenia rolek określony jest zależnością (1), wobec czego liczbę rolek wyznacza się z poniższego wzoru (2):

$$\varphi = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{n_S \pm n_N} \quad (1)$$

$$z = \frac{2 \cdot \pi}{\varphi} = \frac{|n_S \pm n_N|}{N} \quad (2)$$

gdzie:

$n_S, n_N$  – krotności gwintu odpowiednio śruby i nakrętki,  
 $N$  – dowolna liczba całkowita.

## 2. ANALIZA WSKAŹNIKA KINEMATYCZNEGO PRZEKŁADNI ROLKOWEJ

W celu wyznaczenia wartości przesuwu osiowego w przekładni dokonano analizy wszystkich możliwych kombinacji par gwintów: śruba – rolka, oraz rolka – nakrętka. Potencjalne skojarzenia gwintów zamieszczono w tabeli 1, gdzie:  $\gamma > 0$  – oznacza gwint prawy,  $\gamma = 0$  – oznacza że na elemencie występują tylko pierścienie kołowe,  $\gamma < 0$  – gwint lewy.

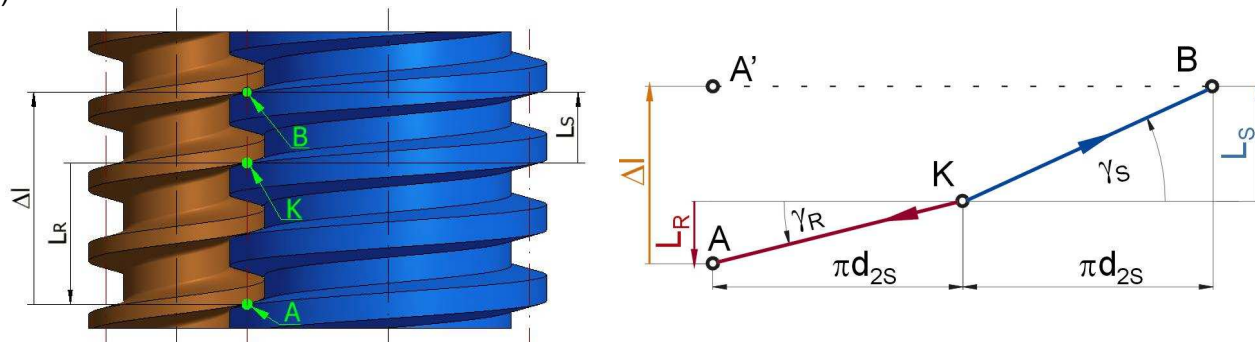
Tabela1. Możliwe skojarzenia gwintów par: śruba – rolka, rolka – nakrętka

śruba	$\gamma_S > 0$	$\gamma_S > 0$	$\gamma_S > 0$	$\gamma_S = 0$	$\gamma_S = 0$	$\gamma_S = 0$	$\gamma_S < 0$	$\gamma_S < 0$	$\gamma_S < 0$	$\gamma_S > 0$
rolka	$\gamma_R > 0$	$\gamma_R = 0$	$\gamma_R < 0$	$\gamma_R > 0$	$\gamma_R = 0$	$\gamma_R < 0$	$\gamma_R > 0$	$\gamma_R = 0$	$\gamma_R < 0$	$\gamma_R > 0$
nakrętka	$\gamma_N > 0$	$\gamma_N > 0$	$\gamma_N > 0$	$\gamma_N = 0$	$\gamma_N = 0$	$\gamma_N = 0$	$\gamma_N < 0$	$\gamma_N < 0$	$\gamma_N < 0$	$\gamma_N > 0$
rolka	$\gamma_R > 0$	$\gamma_R = 0$	$\gamma_R < 0$	$\gamma_R > 0$	$\gamma_R = 0$	$\gamma_R < 0$	$\gamma_R > 0$	$\gamma_R = 0$	$\gamma_R < 0$	$\gamma_R > 0$

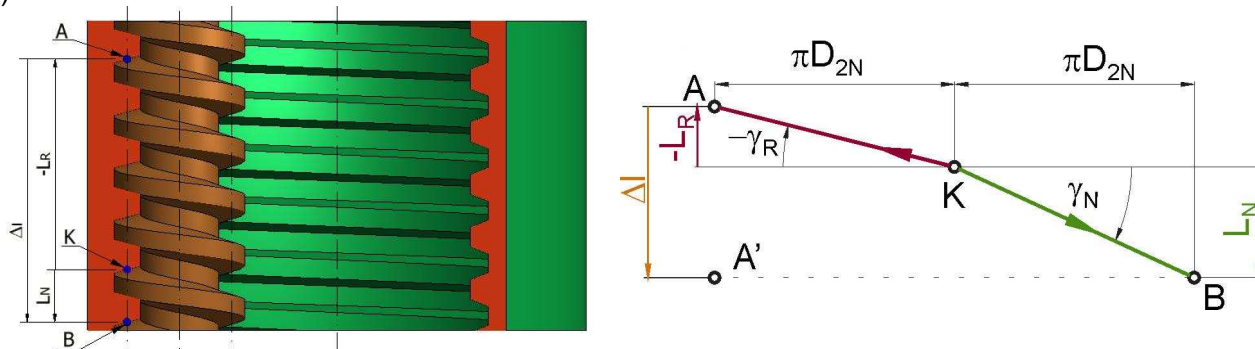
W celu zaprezentowania metody wyznaczania wskaźnika kinematycznego, na rys.2a pokazano przykładowy schematy skojarzenie gwintów dla pary śruba (kolor niebieski) – rolka (kolor brązowy) gdzie oba elementy posiadają gwint prawy. Po lewej stronie przedstawiono model przestrzenny, a po prawej odpowiadający mu wykres przesunięć osiowych elementów składowych przekładni. W wyniku obrotu śruby o 1 obrót punkt K, będący punktem styku śruby z rolką pokona drogę  $\pi \cdot d_{2S}$  i znajdzie się na śrubie w punkcie B co skutkuje przesunięciem się w kierunku osiowym o wartość  $L_S$ . W tym czasie punkt K, przynależący do rolki pokona tą samą drogę  $\pi \cdot d_{2S}$  i znajdzie się w punkcie A, czyli na rolce przesunie się w kierunku osiowym o wartość  $L_R$ . W celu zachowania ciągłości styku punkt A leżący na rolce powinien się znaleźć w punkcie A', czyli rolka

dodatkowo musi się przesunąć w kierunku osiowym o wartość  $\Delta l$ . W ten sam sposób rozpatrywane są pozostałe przypadki skojarzeń gwintów. Podobnie wygląda sytuacja dla pary rolka – nakrętka (schemat pokazany na rys.2b). Przedstawiony schemat obrazuje współpracę gwintu lewego na rolce (kolor brązowy) z gwintem prawym w nakrętce (kolor zielony).

a)



b)



Rys.2. Wyznaczenie wskaźnika kinematycznego dla przypadku: a) śruba – rolka, b) rolka - nakrętka

Dla każdego z potencjalnych przypadków skojarzeń gwintu (tabela 1) wielkość przesuwu osiowego na 1 obrót elementu czynnego (wskaźnik kinematyczny) którym może być śruba lub nakrętka da się opisać zależnościami dla pary: rolka – śruba (3), rolka – nakrętka (4):

$$\Delta l = \pi \cdot d_{2S} \cdot (\operatorname{tg} \gamma_S + \operatorname{tg} \gamma_R) \quad (3)$$

$$\Delta l = \pi \cdot D_{2N} \cdot (\operatorname{tg} \gamma_N - \operatorname{tg} \gamma_R) \quad (4)$$

gdzie:

$d_{2S}, D_{2N}$  – średnice toczne odpowiednio: śruby, nakrętki

$\gamma_S, \gamma_R, \gamma_N$  – kąty wzniosu linii śrubowej odpowiednio: śruby, rolki, nakrętki

Przyjmując jako dodatni kierunek przesunięcia osiowego, gdy jest on zgodny z kierunkiem wzniosu linii śrubowej elementu napędzającego (śruba, nakrętka) zależności (3) i (4) przyjmują odpowiednio postać (5) i (6):

$$\Delta l = \pi \cdot d_{2S} \cdot (\operatorname{tg} |\gamma_S| \pm \operatorname{tg} |\gamma_R|) \quad (5)$$

$$\Delta l = \pi \cdot D_{2N} \cdot (\operatorname{tg} |\gamma_N| \mp \operatorname{tg} |\gamma_R|) \quad (6)$$

Przy czym znaki górne odpowiadają jednakowym kierunkom pochylenia linii śrubowej współpracujących elementów, natomiast dolne dla przeciwnych.

Znak „-” oznacza, że przekładnia pracuje jako mechanizm różnicowy; natomiast „+” oznacza mechanizm sumujący. Wprowadzając do wzorów (5) i (6) zależność na kąt wzniosu linii śrubowej (7) otrzymano odpowiednio zależności (8) i (9):

$$\operatorname{tg} \gamma_X = \frac{n_X \cdot P}{\pi \cdot d_{2X}} \quad (7)$$

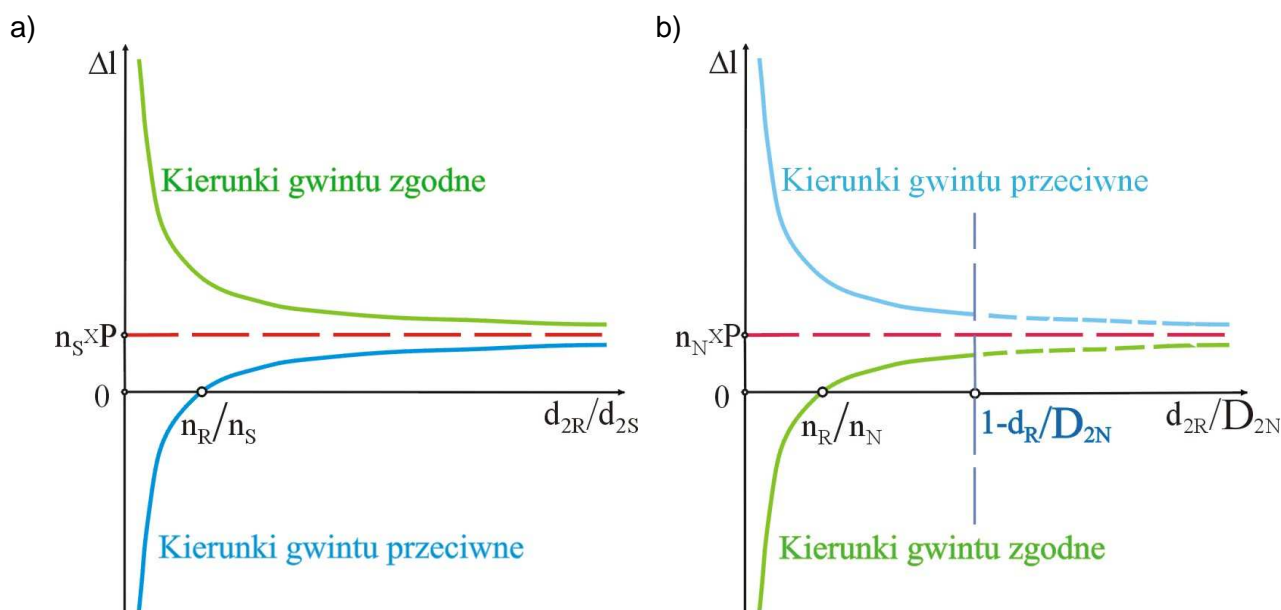
$$\Delta l = P \cdot \left( n_S \pm \frac{d_{2S}}{d_{2R}} \cdot n_R \right) \quad (8)$$

$$\Delta l = P \cdot \left( n_N \mp \frac{D_{2N}}{d_{2R}} \cdot n_R \right) \quad (9)$$

gdzie:

$n_S, n_R, n_N$  – krotności gwintu odpowiednio: śruby, rolki, nakrętki

Na podstawie analizy literatury [1] oraz przedstawionych powyżej zależności uzyskano wykres przesunięcia osiowego w zależności od stosunku średnic tocnych współpracujących elementów (rys.3). Rysunek 3a obrazuje wskaźnik kinematyczny  $\Delta l$  dla pary: rolka – śruba, natomiast rys.3b – dla pary: rolka – nakrętka.



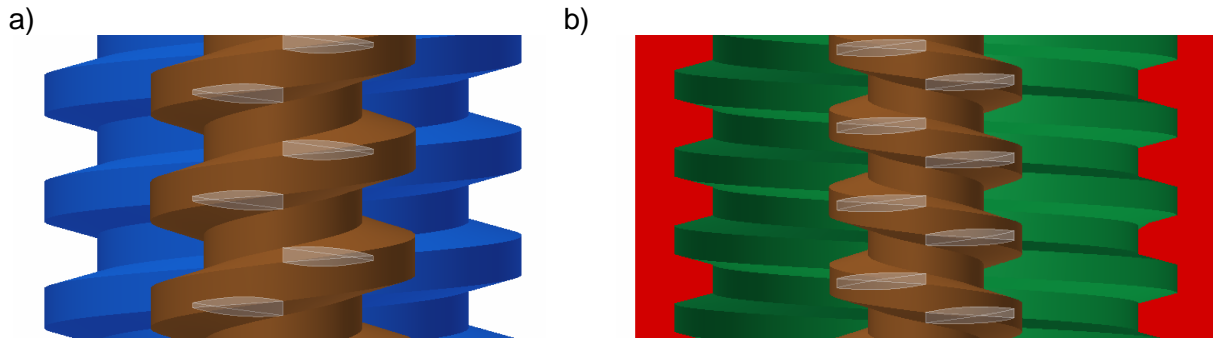
Rys.3. Zależność wskaźnika kinematycznego od stosunku średnic:  
a) para rolka – śruba, b) para rolka – nakrętka

W przypadku, gdy stosunek odpowiednich średnic tocnych odpowiada stosunkowi krotności gwintu, i gwinty są przeciwnie (dla pary rolka – śruba) lub zgodne (dla pary rolka – nakrętka) wówczas przesunięcie nie występuje. Dla przypadku, gdy stosunek tych średnic jest mniejszy od stosunku krotności gwintu przesunięcie osiowe ma przeciwny zwrot niżby wynikało to z kierunku wzniosu linii śrubowej elementu czynnego (śruby lub nakrętki). W przypadku pary rolka – nakrętka występuje ograniczenie konstrukcyjne w postaci:

$$\frac{d_{2R}}{D_{2N}} < 1 - \frac{d_R}{D_{2N}} \quad (10)$$

### 3. ANALIZA ZARYSU GWINTU ROLKI

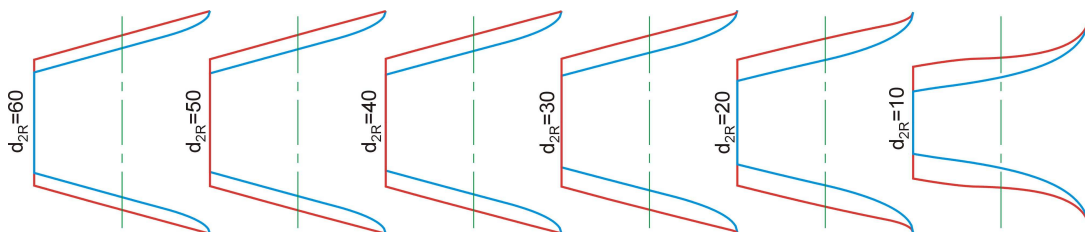
Podstawowym problemem w rolkowych przekładniach toczonej jest wyznaczenie zarysów gwintu współpracujących elementów eliminujących występowanie zjawiska interferencji. Na rysunku 4 zilustrowano zjawisko interferencji przy skojarzeniu dwóch gwintów trapezowych. Wobec czego podjęto próbę opracowania modelu matematycznego przekładni służącego do wyznaczenia sprzężonego zarysu powierzchni śrubowej rolki dla zadanego zarysu gwintu współpracującego z nią elementu oraz określenie położenia chwilowego śladu styku elementów.



Rys.4. Zjawisko interferencji występujące dla pary: a) rolka - śruba, b) rolka - nakrętka

Na podstawie toku postępowania przedstawionego w pozycjach literaturowych [2] i [3]. został opracowany program komputerowy służący do wyznaczania sprzężonego zarysu gwintu rolki oraz chwilowego śladu styku. Może on być użyty dla zarysów gwintu prostoliniowych symetrycznych, jak również dla zarysu okrągłego. Po dokonaniu pewnych modyfikacji można go również zastosować do innych nieznormalizowanych kształtów zarysu gwintu. Z przeprowadzonej analizy wyciągnięto następujące wnioski: w przypadku współpracy śruby z rolką o takim samym kierunku pochylenia linii śrubowej elementów, zarys gwintu rolki (kolor niebieski) ma w danym przekroju zawsze mniejszą grubość (na całym zarysie) niż dla współpracy elementów o przeciwnych kierunkach pochylenia linii śrubowej gwintu (kolor czerwony) (rys.5).

Dla współpracy rolki z nakrętką sytuacja jest odwrotna niż dla pary rolka- śruba. W tym przypadku większa grubość ma zarys gwintu rolki, gdy kierunki pochylenia gwintu obu elementów (rolki i nakrętki) są zgodne niż w sytuacji posiadania przez nie przeciwnych kierunków linii śrubowych.



Rys.5. Wygenerowane zarysy gwintu rolki przy różnych średnicach  $d_{2R}$  dla współpracy ze śrubą TR45x10

W cel weryfikacji opracowanego modelu matematycznego pracowano przestrzenny model bryłowy 3DCAD z zastosowaniem symulacji obróbki w programie Inventor. Wg schematu pokazanego na rys.6. do modelu wprowadzono następujące parametry:

$$\Phi_R = \Phi_S \cdot \frac{d_{2S}}{d_{2R}} \quad (11)$$

$$L_R = \frac{\Phi_S \cdot P}{2 \cdot \pi} \cdot \left( k \cdot n_R \cdot \frac{d_{2S}}{d_{2R}} - n_S \right) \quad (12)$$

gdzie:

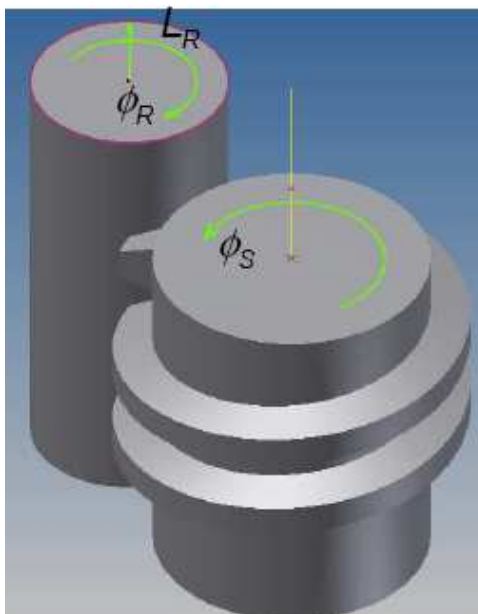
P – podziałka gwintu,

k – zmienna zależna od kierunków gwintu:

k = -1 – dla gwintów zgodnych,

k = 0 – na rolce pierścienie kołowe,

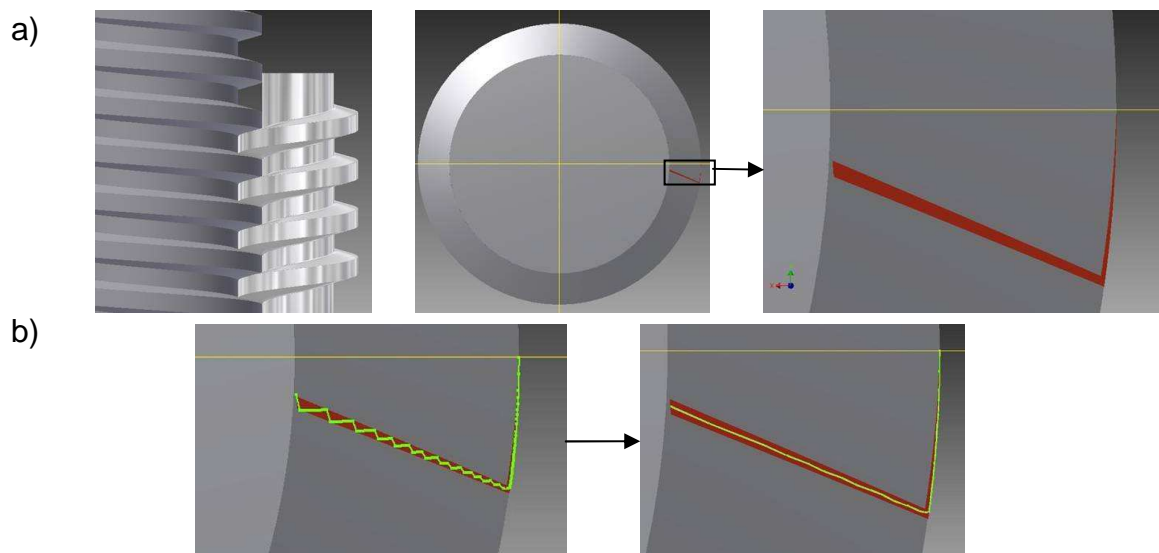
k = 1 – dla gwintów przeciwnych



Rys.6. Schemat symulacji obróbki, narzędzie – śruba, przedmiot obrabiany – rolka

Różnice pomiędzy zarysem gwintu rolki uzyskanym w programie Inventor za pomocą symulacji obróbki (dla  $\Phi_S = 0,45^\circ$ ) i wygładzeniu powierzchni oraz zarysem uzyskanym metodą analityczną nie przekraczają kilku mikrometrów. Wobec czego można wnioskować że opracowany model matematyczny jest poprawny.

W celu określenia położenia chwilowego śladu styku elementów dokonano również symulacji w programie Inventor oraz porównano wynik z wynikiem uzyskanym z opracowanego programu komputerowego, przykładowy wynik pokazano na rysunku 7. Kolorem czerwonym pokazany został tutaj ślad wygenerowany w programie Inventor, natomiast kolorem zielonym uzyskany analitycznie z opracowanego programu komputerowego. Powstałe schodki przy wyniku analitycznym są efektem dyskretyzacji obliczeń, dlatego dokonano wygładzenia uzyskanego wyniku. Ślad wygenerowany w modelu CAD-owskim w całości obejmuje ślad z metody analitycznej – wobec czego model matematyczny generujący chwilowy ślad styku można przyjąć za poprawny.



Rys.7. Położenie chwilowego śladu styku. a) ślad wygenerowany na podstawie modelu 3D-CAD, b) porównanie wyników analitycznych z uzyskanym metodami geometrycznymi w systemie CAD

#### 4. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonej analizy można wyciągnąć następujące wnioski:

- rolkowa przekładnia toczna może pracować jako mechanizm sumujący lub różnicowy (przy odpowiednio dobranych skojarzeń gwintów);
- istnieje możliwość uzyskania wskaźnika kinematycznego w bardzo szerokim zakresie, tylko przekładnia rolkowa pozwala uzyskać ten parametr różny od skoku gwintu;
- wskaźnik kinematyczny nie zależy od kształtu zarysu gwintu (ważne są tylko kąty wzniosu linii śrubowej oraz średnica toczna elementu napędzającego);
- stosowane zarysy gwintów w przekładni muszą być zarysami sprzężonymi ze sobą – niesie to ze sobą bardzo istotne konsekwencje technologiczne;
- model CAD-owski z bardzo dużą dokładnością zgadza się z modelem matematycznym.

#### LITERATURA:

- [1] Hojjat Y., M. Mahdi Agheli, *A comprehensive study on capabilities and limitations of roller–screw with emphasis on slip tendency*. Mechanism and Machine Theory 2009
- [2] Warchoń S., *Określenie obszarów współpracy elementów rolkowej przekładni gwintowej dla prostokątnego zarysu gwintu* Projektowania, wyrobnictwo ta eksploatacja awtotransportnych zasobów i pojazdów, National Transport University. 2009 nr 17
- [3] Warchoń S., *Wyznaczanie zarysu gwintu rolki dla trapezowego zarysu gwintu śruby w rolkowej przekładni śrubowej*, Czasopismo Techniczne Mechanika 1-M/2010 z.7 s.185-192. Kraków 2010
- [4] [http://www.procax.org.pl/downloads.php?cat\\_id=3&rowstart=210](http://www.procax.org.pl/downloads.php?cat_id=3&rowstart=210)



KAPITAŁ LUDZKI  
NARODOWA STRATEGIA SPÓJNOŚCI



WOJEWÓDZTWO PODKARPACKIE

UNIA EUROPEJSKA  
EUROPEJSKI  
FUNDUSZ SPOŁECZNY



Badania realizowane w ramach „Podkarpackiego funduszu stypendialnego dla doktorantów”. Projekt współfinansowany ze środków Unii Europejskiej w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego.