



20-osios jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“ teminės konferencijos  
**TRANSPORTO INŽINERIJA IR VADYBA,**  
vykusios 2017 m. gegužės 12 d. Vilniuje, straipsnių rinkinys

Proceedings of the 20th Conference for Junior Researchers 'Science – Future of Lithuania'  
**TRANSPORT ENGINEERING AND MANAGEMENT**, 12 May 2017, Vilnius, Lithuania

Сборник статей 20-й конференции молодых ученых «Наука – будущее Литвы»  
**ИНЖЕНЕРИЯ ТРАНСПОРТА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПЕРЕВОЗОК**, 12 мая 2017 г., Вильнюс, Литва

## AUTOMOBILIO TOROIDINĖS PAVAROS TEORINIS TYRIMAS

Justinas Mačėnas

*Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto technologinių įrenginių katedra*

**Santrauka.** Šiame straipsnyje pateikiami toroidinės pavaros kinematinės analizės rezultatai. Tyrimas buvo atliekamas, pasinaudojus programiniu paketu „Adams View 2013.2“. Atliktas kompiuterinis pavaros modeliavimas su tokiais toroidinės pavaros duomenimis: torų skersmuo, pradinis greitis, prispaudimo jėga, pasipriešinimo momentas sukimui, tarpinių ritinėlių pavertimo kampai. Nustatoma kaip torų ir ritinėlių slydimas priklauso nuo išorinės prispaudimo jėgos ir mechanizmo perdavimo skaičiaus. Straipsnyje pateikiami rezultatai, kai prispaudimo jėga yra fiksuota tam tikra verte, o pirminio toro kampinis greitis pastovus.

**Reikšminiai žodžiai:** toras, toroidinė pavana, belaipsnė pavana, slydimas, kontaktinė jėga, *Adams*.

### Įvadas

Vienas iš potencialių sprendimų šioje kuro ekonomijos dilemoje – belaipsnė pavana (angl. *continuously variable transmission (CVT)*). Sena idėja, kuri neseniai tapo pagrindine automobilių gamintojų viltimi. Belaipsnės pavaros potencialiai leidžia automobiliams su vidaus degimo varikliais sumažinti degalų sąnaudas, kol tuo metu kuriami hibridiniai automobiliai. Naudojant belaipsnes pavaras sumažinamas pasipriešinimas transmisijoje ir geriau išnaudojamos variklio charakteristikos, todėl sumažinamos degalų sąnaudos ir pagerėja automobilio pagreitėjimas, palyginus su tradicinėmis pavarų dėžėmis. Fundamentali belaipsnių pavarų teorija turi nenuginčijamą potencialą, tačiau apribotos sukimo momento galimybės ir patikimumo klausimai pristabdė jų plėtrą. Belaipsnių pavarų tyrimai ženkliai pagerino transmisijų kokybę.

Diržinėse belaipsnėse pavarose, galia perduodama dėl trinties jėgų per diržą arba grandinę, kuri juda tarp dviejų ašine kryptimi reguliuojamų nusmailintų diskų. Per nusmailintų diskų ašinių reguliavimą, grandinė arba diržas juda besikeičiančiais skersmenimis, visą laiką varijuojančiais santykiais. Elektrinėse belaipsnėse pavarose, kompiuteris nuolat tiria automobilio greitį, kelio būklę, variklio galią, transmisijos valdymą, kompiuteris pats parenka optimalų perdavimo skaičių konkrečioje situacijoje. Kai baigiasi tas situacijos momentas, kompiuteris parenka kitą perdavimų skaičių per išmaniają planetinių pavarų kombinaciją arba, priklausomai nuo konstrukcijos, gali perdavimo skaičių reguliuoti specialūs elektriniai varikliai. Hidrostatinėse belaipsnėse pavarose su galios

skirstytuvais, variklio varomoji jėga yra padalyta į dvi šakas: mechaninę ir hidrostatinę ir tada jos sujungiamos. Nuolatinis perdavimų skaičius gaunamas iš hidrostatino poslinkio mašinos.

Pirmasis automobilis su pusiau toroidine pavana *Powerator* buvo pagamintas nuo 1999 m. lapkričio. Ši transmisija galėjo perduoti 390 Nm sukimo momentą, jo bendras pavaros perdavimo skaičius siekė 4,33. Ši pavana buvo sumontuota automobilyje *Lexus LS430*, kuri vėliau buvo ištestuota bandymams. Tyrime buvo pasiektas didesnis našumas naudojant galios skirstymo sistemas, dėl kurių buvo galima padidinti perdavimo skaičiaus apimtį, sumažinti transmisijos komponentų dalį. Didžiausi iššūkiai buvo tada, kai reikėjo optimizuoti automobilio valdymo akseleraciją tarp neutralios pavaros ir galios skirstymo sistemų, kai automobilis stacionarus (*Shinojima et al.* 2004).

Toroidinės transmisijos sudarytos iš dviejų vienetų planetinių tipo diskų, sukamų perdavos elementų, kurie yra tarp tų diskų. Vienas diskas varomas, o kitas varomas. Keičiant sukimosi perdavos elementų kampinę padėtį, keičiasi visos pavaros perdavimų skaičius, nes keičiasi kontaktų taškų spinduliai. Didelis kontaktinis slėgis atsiranda tarp sukimosi perdavos elemento ir disko konkrečiame kontakto taške. Sukimosi momentas perduodamas per tą kontaktą, kai naudojamas specialus lubrikantas, kuris tampa itin kibus, kai yra labai dideli slėgiai. Šis procesas yra apibūdinamas kaip elastohidrodinaminis tepimas. Dėl šio reiškinio toro diskas ir sukimosi perdavos elementas neturi tiesioginio sąlyčio. Toroidinės pavaros unikalūs kriterijai yra gebėjimas perduoti didelį sukimo momentą, esant dideliems našumams. Dėl šio na-

šaus galios perdavimo kontakto taške, toroidinės transmisijos naudingo veikimo koeficientas vidutiniškai siekia 91,6 %. Tokios transmisijos naudojamos *Nissan Cedric* ir *Gloria* automobiliuose, kurie turi 3.0 l variklius ir perduoda didelius sukimo momentus. Šios transmisijos puikiai tinkamos toms transporto priemonėms, kurios yra sunkesnės nei 2 t (Kluger 2000).

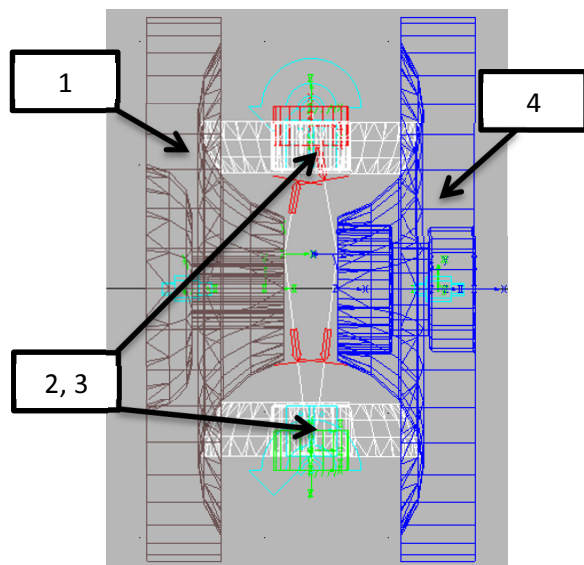
Ši tema yra aktuali tuo, jog siekiama sumažinti automobilių transmisijos energijos nuostolius, sumažinti gaminamųjų dalių skaičių bei konstrukcijos masę, pritaikyti išmaniąsias technologijas transmisijų valdyme.

Tyrimo tikslas – nustatyti kaip torų ir ritinėlių (suktukų) slydimas priklauso nuo išorinės prispaudimo jėgos, darbinės apkrovos, kampinio greičio ir variatoriaus perdavimo skaičiaus.

Matematinis eksperimentas atliekamas programiniu paketu „Adams View 2013.2“.

## Tyrimo eiga

Sukurtas supaprastintas tiriamasis pavaros prototipas (pav. 1), kuris sudarytas iš keturių kūnų: įeinančiojo toro profilio disko (1), dviejų vienodų sukimo momentą perduodančių perdavų (suktukų 2 ir 3) ir išeinančiojo toro profilio disko (4). Toro diskai yra vienodų išorinių diametrų, taip pat kaip ir sukimo momentą perduodančių perdavų. Veikimo principas – besisukdamas toras (1), veikiamas prispaudimo jėgos, perduoda sukimo momentą perdavoms (2 ir 3), kurie toliau perduoda sukimo momentą išeinančiajam torui (4).



**1 pav.** Sukurtas modelis: 1 – įeinantysis toras; 2 ir 3 – sukimosi judesį perduotantys elementai (suktukai); 4 – išeinantysis toras

Pradiniai duomenys, kurie buvo naudoti tyrime:

$r_0 = 73,44$  mm – spindulys nuo torų sukimosi ašies iki suktuko sukimosi ašies;

$r_2 = 44,64$  mm – suktuko spindulys;

$R = 45$  mm – toro kreivės spindulys;

$\theta = 0 \dots 57^\circ$  – maksimalus suktuko pasisukimo kampas;

$\gamma = 67,8^\circ$  – suktuko ašies pasisukimo kampas;

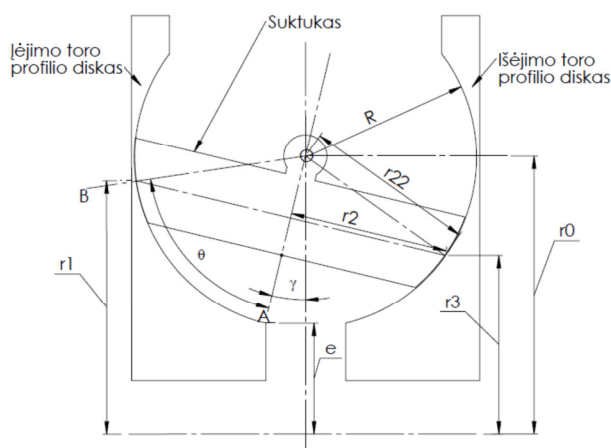
$\mu = 0,3$  – statinis trinties koeficientas;

$\mu_d = 0,1$  – dinaminis trinties koeficientas;

$k = 10^8$  N/m – standumo koeficientas;

$c = 10^4 \frac{N}{m/s}$  – slopinimo koeficientas;

$e_f$  – jėgos eksponentė.

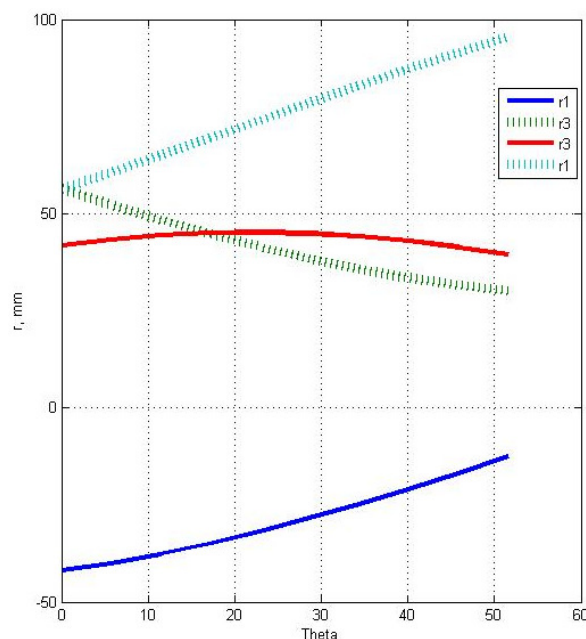


**2 pav.** Supaprastinta modelio versija, rodanti atstumus

Spinduliai  $r_1$  ir  $r_3$  randami pagal šias formules:

$$r_1 = r_0 + r_2 \cos\left(\frac{\gamma\pi}{180} - \frac{\theta\pi}{180}\right), \quad (1)$$

$$r_3 = r_0 + r_2 \cos\left(\frac{\gamma\pi}{180} + \frac{\theta\pi}{180}\right). \quad (2)$$

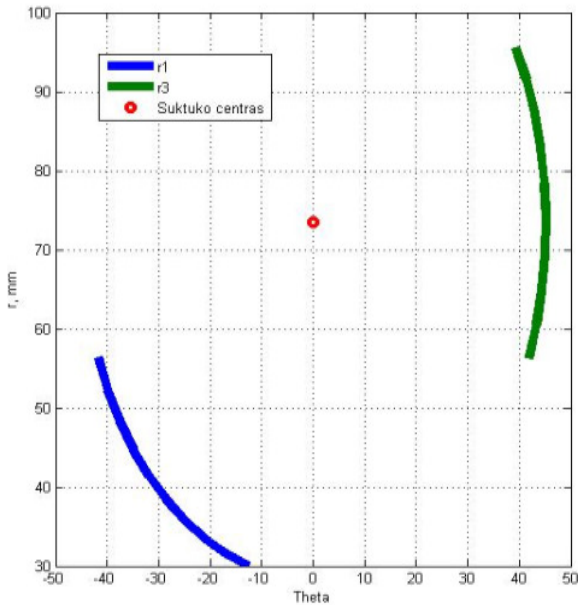


**3 pav.** Charakteristikos, rodančios spindulių  $r_1$  ir  $r_3$  priklausomybę nuo kampo  $\theta$

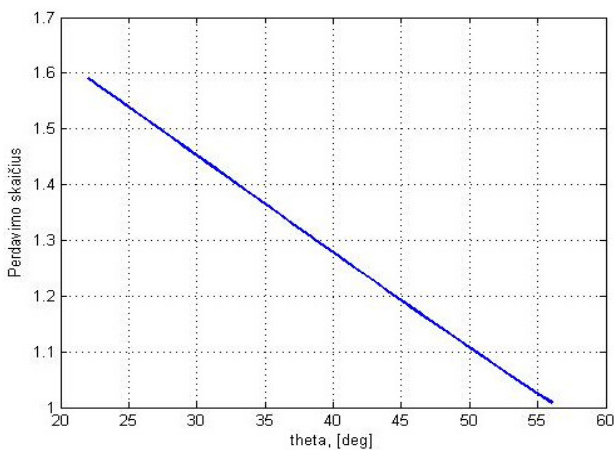
Pavaros perdavimo skaičius:

$$u = \frac{r_3}{r_1} \quad (3)$$

$$T_{out} = M_{in} \cdot \frac{r_1}{r_3} \cdot \mu \quad (7)$$



4 pav. Charakteristikos, rodančios spindulių  $r_1$  ir  $r_3$  priklausomybę nuo kampo  $\theta$ , sukutuko centro atžvilgiu



5 pav. Perdavimo skaičiaus priklausomybė nuo kampo  $\theta$

Šios pavaros sistemos maksimalus perdavimo skaičius apie 1,6.

Praslydimo  $S_{pin}$  ir  $S_{out}$  koeficientai, kurie atsiranda kontakto metu tarp įeinančiojo ir išeinančiojo torų ir sukutuko:

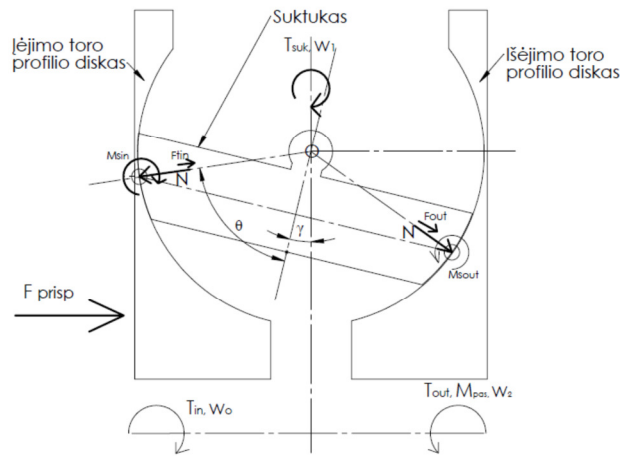
$$S_{pin} = (\omega_0 \cdot r_1 - \omega_1 \cdot r_2) / \omega_0 \cdot r_1, \quad (4)$$

$$S_{out} = (\omega_1 \cdot r_2 - r_3 \cdot \omega_2) / \omega_1 \cdot r_2. \quad (5)$$

Greičio santykis, įvertinantis praslydimą:

$$S_r = (1 - S_{pin}) \cdot (1 - S_{out}) \cdot \frac{r_1}{r_3}. \quad (6)$$

Toro išėjimo sukimo momentas, kai atsiranda trintis tarp nesuteptų alyva paviršių [Nm]:



6 pav. Supaprastinta modelio versija, rodanti jėgų vektorius

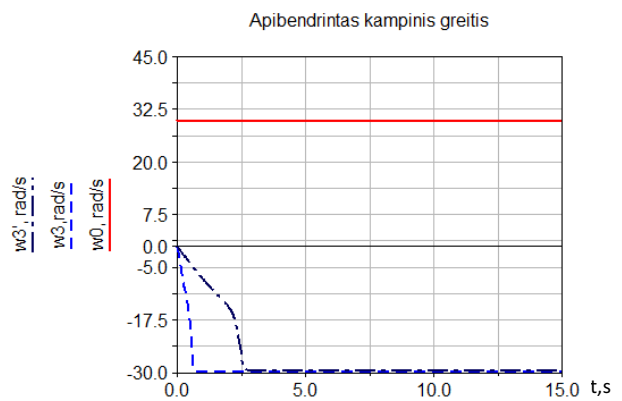
$F_{prisp} = 200$  N ir  $400$  N – prispaudimo jėga pirmajam torui;

$M_{pas} = 100$  Nm – pasipriešinimo apkrova išeinančiajam torui;

$$\omega_0 = 30 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 100 \text{ min}^{-1} - \text{pradiniai sūkliai.}$$

### Tyrimo rezultatai

Simuliacija vykdyta, kai sukutukų kampinė padėtis nekinta. Simuliacijos laikas 15 s, 500 iteracijų.

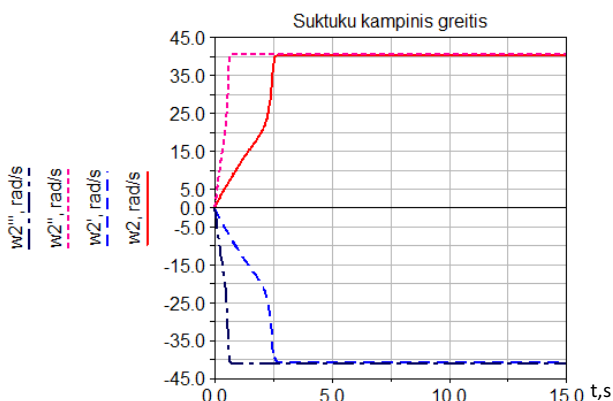


7 pav. Apibendrinta kampinio greičio charakteristika abiejuose toruose, kai kampinė padėtis nepakitusi

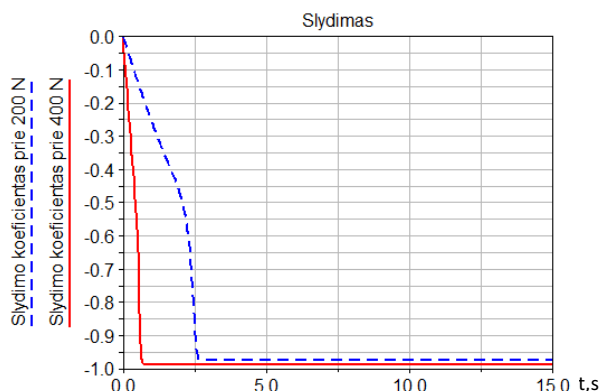
Pagal šią charakteristiką galima teigti, jog praslydimas vyko iki 2,5 s, o tada išeinančiojo toro greitis susilygino su įeinančiojo toro pradiniu greičiu. Kai prispaudimo jėga buvo padidinta iki 400 N, praslydimo laikas sutrumpėjo iki 0,5 s.

8 pav. charakteristikos matome, jog kūnuose vyko praslydimas iki 2,5 s. Sukutukų kampinis greitis didesnis nei torų, nes jų kūno spinduliai mažesni ir įgauna didesnę linijinį greitį. Kai prispaudimo jėga buvo padidinta iki

400 N, praslydimo laikas iki greičių susilyginimo buvo sumažintas iki 0,5 s.



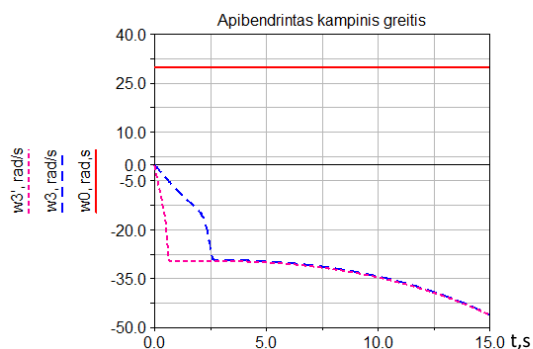
8 pav. Apibendrinta kampinio greičio charakteristika abiejuose suktukuose, kai kampinė padėtis nepakitusi



9 pav. Slydimo santykių charakteristikos, kai veikia 200 N ir 400 N prispaudimo jėga

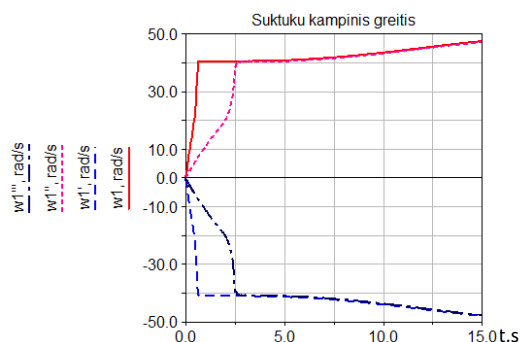
9 pav. charakteristika parodo, kaip slydimas mažėja, priklausomai nuo prispaudimo jėgos, kai suktukų kampinė padėtis nekinta. Iš charakteristikų matyti, jog kūnai įsibėgėjimo fazėje praslysta, o po tam tikro laiko greičiai tampa vienodi. Taip pat iš rezultatų matoma, kad kai prispaudimo jėga didesnė, 400 N, slydimas mažesnis, nes padidėja sukibimas, kūnai mažiau praslysta.

Toliau modeliavimas vykdytas, kai suktukų kampinė padėtis kinta. Simuliacijos laikas 15s, 500 iteracijų.



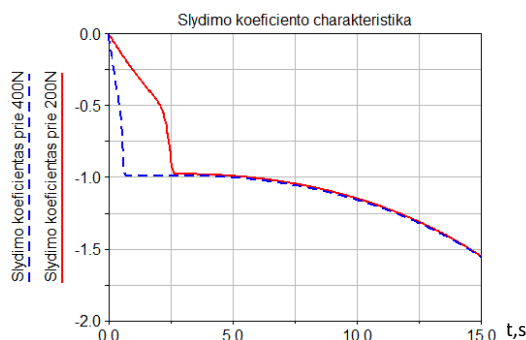
10 pav. Apibendrinta kampinio greičio charakteristika abiejuose toruose, kai kampinė padėtis kinta

10 pav. charakteristikoje matoma, kad dėl kampinės padėties kitimo atsirado greičio didėjimas, tai lėmė sukutukų kampinė padėtis. Šioje charakteristikoje, sukutukų kampinė padėtis pradeda kisti nuo trečios sekundės tam, kad išvengti praslydimo. Jeigu sukutukų kampinė padėtis pradėtų kisti įrenginio paleidimo metu, atsirastų greičio nuostoliai, kurie pradinį kampinį greitį sumažintų dvigubai.



11 pav. Apibendrinta kampinio greičio charakteristika abiejuose suktukuose, kai kampinė padėtis kinta

Pasikeitus suktukų kampinei padėčiai, esant nuolatinei prispaudimo jėgai, gaunami greičio didėjimai. 11 pav. charakteristikoje akivaizdžiai matoma, jog suktukai išvengia didesnio praslydimo, kai jėga padidinama dvigubai.



12 pav. Slydimo koeficientų santykių charakteristikos, kai veikia 200 N ir 400 N prispaudimo jėga, kintant kampinei padėčiai

Dėl pasikeitusios suktukų kampinės padėties, Slydimo koeficientas santykinai sumažėjo daugiau nei buvo prieš tai, kai buvo atlikta simuliacija be suktukų kampinės padėties.

### Išvados

1. Praslydimo nuostoliai mažesni, kai suktukų kampinė padėtis nekinta, esant nuolatinei prispaudimo jėgai.
2. Norint sumažinti praslydimą, reikia padidinti prispaudimo jėgą.
3. Padidinus jėgą nuo 200 N iki 400 N, praslydimo laikas sumažėjo nuo 2,5 s iki 0,5 s, nes padidėja sukibimas, kūnai mažiau praslysta.

4. Pakeitus kampinę suktukų padėtį, išeinančiojo toro kampinis greitis padidėjo.

5. Norint optimizuoti šią pavarą, reikia įvesti kintamą jėgą, kuri priklausytų nuo suktukų kampinės padėties,

apkrovos ir sukimosi greičio. Tokiu būdu būtų saugomi darbiniai paviršiai ir mažinamos energijos sąnaudos reikalingos pavaros darbui.

### **Literatūra**

Delkosh, M.; Foumani, S. M.; Boroushaki, M.; Ekhtiari, M.; Dehghani, M. 2011. Geometrical optimization of half toroidal continuously variable transmission using particle swarm optimization, *Scientia Iranica B* 18 (5): 1126–1132.

Kluger, M. A. 2000. *Gearing up for CVTs. Technology Today*. Southwest Research Institute. Summer 2000, p. 1–6.

Shinojima, T.; Toshiro Toyoda, T.; Miyata, S.; Imanishi, T.; Eiji Inoue, E.; Machida, H. 2004. *Development of the Next-Generation Half-Toroidal CVT with Geared Neutral and Power-Split Systems for 450 N-m Engines*. NSK Ltd: 2878.