

CILINDRINIŲ TIESIAKRUMPLIŲ KRUMPLIARAČIŲ PAŽAIDŲ TYRIMAS

Viktor Skrickij

Vilniaus Gedimino technikos universitetas

Santrauka. Dėl kintamo pavaro vibracinio aktyvumo krumpliaratinėje pavaroje sužadinami virpesiai. Eksploatuojant atsiranda pažaidų ir padidėja mechanizmo vibracinis aktyvumas. Norint nustatyti pažaidos tipą matuojami detalių poslinkiai, greičiai ir pagreičiai. Straipsnyje pateikta duomenų, gautų diagnostikos metu, apdorojimo metodų apžvalga. Aprašytas dinaminis modelis, kuriuo remiantis galima modeliuoti skirtingas krumpliarazių pažaidas, atsirandančias eksploatuojant.

Reikšminiai žodžiai: tiesiakrumplė cilindrinė pavara, vibracija, dinaminis modelis, pažaidos, duomenų apdorojimo metodai.

Įvadas

Krumpliarazių virpesius tiria viso pasaulio mokslininkai. Darbų šioje srityje ypač padaugėjo per paskutinius tris dešimtmečius. Tą lėmė 2 veiksniai: baigtinių elementų metodas (BEM) ir kompiuteriai.

BEM duoda labai gerus rezultatus net naudojant dvimačius elementus, tačiau jo galimybės buvo ribotos, kol nebuvo prieinami kompiuteriai, kadangi šis skaitinis metodas imlus skaičiavimams.

Yra daugybė diagnostikos srities darbų. Kai kuriuose darbuose (Генкин 1984) smulkiai išnagrinėti pagrindiniai duomenų apdorojimo metodai, kiti naujesni tyrimai (Staszewski 1997; Mažeika 2008) papildyti ir naujais metodais.

Yra daug studijų, kuriose modeliuojama krumplinė pavara. L. Walhos darbe (Walha 2008) įvertintas tarpelis tarp krumplių ir guolių paslankumas. G. Bonori darbe (Bonori 2007) nurodoma, kad kiekvienas krumplys turi skirtingą geometriją. R. G. Parkerio darbe (Parker 2000) slopinimo koeficientui apskaičiuoti taikomas Relėjaus slopinimo modelis. Kontaktinei problemai spręsti galima pasitelkti Hertzo teoriją (Hertz 1896).

Duomenų, gautų diagnostikos metu, apdorojimo metodų apžvalga

1. Laiko realizacija.

Taikoma, kai reikia išlaikyti fazinius santykius, kuriuose yra pagrindinė informacija apie agregato techninę būklę.

Diagnostavimo požymiai: amplitudės pokytis, fazės poslinkis, moduliacijos gylis, n -matis vektorius, kurio

komponentės – amplitudės, nustatytos per vienodus laiko intervalus (Генкин 1984).

2. Galingumo spektras.

Viena iš labiausiai paplitusių atsitiktinio proceso charakteristikų, plačiai taikomų kaip diagnostavimo požymis, yra spektrinis galingumo tankis. Pagal šią charakteristiką pateikiamas suvidurkintas vaizdas apie virpamosios galios pasiskirstymą pagal dažnį.

Diagnostavimo požymiai: spektrinis galingumo tankis, dispersija, n -mačio vektoriaus ilgis (Генкин 1984).

3. Funkcijos gaubiančioji.

Šis metodas taikytinas analizuojant palyginti žemo dažnio virpesių signalus.

Diagnostavimo požymiai: moduliacijos gylis (amplitudinės ir fazės), n -matis vektorius (Генкин 1984).

4. Koreliacinė funkcija.

Praktikoje žinoma atveju, kai autokoreliacinės funkcijos kitimo pobūdis geriau parodo objekto būklę. Pavyzdžiui, atsiradus defektui, kuris pasireiškia periodu T , signalą galima užrašyti kaip periodinės ir triukšmo komponentių sumą.

Diagnostavimo požymiai: autokoreliacinė funkcija, normuota koreliacinė funkcija, tarpusavio koreliacijos funkcija, tarpusavio koreliacijos normuotos funkcijos didžiausia reikšmė (Генкин 1984).

5. Tarpusavio spektras.

Tai Furjė tarpusavio koreliacinės funkcijos pertvarkymas.

Diagnostavimo požymiai: tarpusavio spektrinis galingumo tankis, mazgo perdavimo funkcijos charakteristikos (Генкин 1984).

6. Koherentiškumo funkcija.

Viena iš dviejų atsitiktinių procesų charakteristikų ryšių atmainų yra koherentiškumo funkcija. Koherentiškumo funkcija turi informaciją apie ryšio pasikeitimą tarp vibroakustinių procesų dažniniame intervale.

Diagnozavimo požymiai: koherentiškumo funkcija, n -matis vektorius (Генкин 1984).

7. Kepstras.

Atliekant skirtingus matavimus, gautos informacijos kiekis dažnai yra labai didelis ir jį sudėtinga apdoroti. Informacijos kiekiui mažinti naudojami nelinejiniai pakeitimai, pvz.: logaritavimas (kepstras).

Diagnozavimo požymiai: harmonikos, laiko atskaita (Генкин 1984).

8. Bispektras.

Lengviausiai realizuojama daugiamatė virpamojo proceso spektrinė charakteristika yra bispektras, tai Furjė eilutės pertvarkymas iš dvimatės autokoreliacinės funkcijos.

Bispektrinė funkcija slopina triukšmo komponentes, normaliojo pasiskirstymo dėsnio trečios eilės momentas lygus nuliui. Informacijos svarbumas, gaunamas nuo bispektra, yra tai, kad ši charakteristika padeda tirti virpamojo proceso struktūrą, rasti spektro atkarpas, statiškai susietas tarpusavyje, taip pat nustatyti kombinacinius ir moduliacinius dažnius. Skirtingai nei galingumo spektras, kuris yra reali teigiama dažnio funkcija, bispektras yra kompleksinis dydis. Diagnozuoti dažniausiai taikomas bispektra modulio, kurį galima pasitelkti kaip apibendrintą diagnozavimo požymį, pavaizduojant matricine arba linijine forma ir toliau skaidant pagal stulpelius ar eilutes.

Diagnozavimo požymiai: bispektra modulio, bikoherentiškumo funkcija (Генкин 1984).

9. Vienmatis amplitudžių tikimybinis pasiskirstymo dėsnis.

Atsitiktinio proceso pasiskirstymo tankį $P(x)$ nusako proceso buvimo kiekviename iš amplitudės langų suminis laikas. Pati vienmačio atsitiktinio proceso pasiskirstymo dėsnio forma, numatyta n -mačiu vektoriumi, yra informacijos apie mechanizmo būklės parametrus skleidėja.

Diagnozavimo požymiai: vidutinė reikšmė, dispersija, trečios eilės centrinis momentas – pasiskirstymo dėsnio asimetrija, ekscesas (Генкин 1984).

10. Dvimatis amplitudžių tikimybinis pasiskirstymo dėsnis.

Kai vienu metu tiriama du atsitiktiniai procesai, susidomėjimą kelia jų bendrų tikimybinų charakteristikų – dvimačio tikimybinio tankio pasiskirstymo, lygtinių tikimybių tankių, regresijos linijų, dispersinių funkcijų ir t. t. tyrimai.

Diagnozavimo požymiai: pirmasis momentas, dispersija, kovariacija, koreliacijos koeficientas, koreliacinis santykis (Генкин 1984).

11. Vinger-Vilio pasiskirstymas.

Taikomas, kai procesas nestacionarus.

Diagnozavimo požymiai: pagrindinė ir 3 aukščiausios analizuojamos modos harmonikos (Staszewski 1997).

12. „Wavelet“ transformacija.

Metodas priskiriamas dažnio ir laiko analizei.

Diagnozavimo požymiai: signalo fluktuacija, pagrindinė ir 3 aukščiausios analizuojamos modos harmonikos (Staszewski 1997).

13. Smūginių impulsų metodas.

Metodas pagrįstas smūgio impulso sužadintos tampriosios smūgio bangos sklidimo reiškiniu.

Diagnozavimo požymiai: aukščiausio virpesių dažnio, bet mažiausio lygio nestacionarus pereinamieji virpesiai, žemiausio virpesių dažnio, bet didžiausio lygio nestacionarus pereinamieji virpesiai, pirmųjų dviejų signalų lygių skirtumas (Mažeika 2008).

14. Virpesių amplitudės faktorius ir virpesių formos faktorius.

Virpesių amplitudės faktorius apskaičiuojamas nustatant didžiausios virpesių parametro reikšmės matuojamame laiko intervale ir virpesių parametro vidutinės kvadratinės reikšmės santykį.

Virpesių formos faktorius apskaičiuojamas nustatant didžiausios virpesių parametro reikšmės matuojamame laiko intervale ir virpesių parametro vidutinės reikšmės santykį.

Diagnozavimo požymiai: virpesių amplitudės faktorius, virpesių formos faktorius (Mažeika 2008).

Dinaminis modelis

Modelyje (1 pav.) įvertinta: kintamas krumpliaračių standumas, tarpelis tarp krumplių (Bogdevičius 2008), guolių standumas, radialinis tarpelis guoliuose (Barzdaitis *et al.* 2007).

Pradiniai duomenys:

Variklis: asinchroninis;

$$P = 2,2 \text{ kW}; I_v = I_{st} = 0,0048 \text{ kgm}^2;$$

Krumpliaračiai: cilindriniai tiesiakrumpliai;

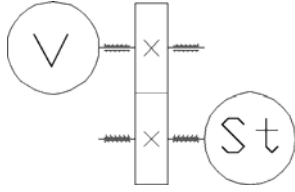
$$m = 4 \cdot 10^{-3} \text{ m}; z_1 = z_2 = 25; I_1 = I_2 = 3,32 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2;$$

$$k_0 = 15 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}}; k' = 15 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}};$$

Velenų parametrai: $k_v = 10^6 \text{ Nm}; c_v = 10^2 \text{ Nms};$

Tarpelis tarp krumplių: $d_0 = 40 \cdot 10^{-6};$

Radialinis guolių tarpelis: $d_{g0} = 10^{-6}$ m;
 Stabdžio momentas: $M_{st} = 14,9$ Nm;
 Stebėjimo laikas: $t = 0,5$ s.

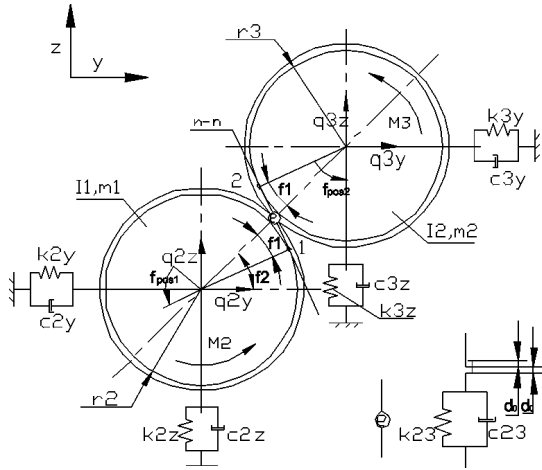


1 pav. Pavaros schema

Fig. 1. Drive scheme

Krumpliaračių (2 pav.) kintamas standumas aprašomas:

$$k = k_0 + k' \sin(z_1 \cdot \omega_1 \cdot t); \quad (1)$$



2 pav. Krumpliaračių sukabinimas

Fig. 2. Gear mesh

Taškų 1 ir 2 poslinkiai išilgai tiesės, kuri yra abiejų krumpliaračių pagrindinių apskritimų liestinė:

$$u_1 = r_2 \cdot f_{pas1} - q_{2y} \cdot \sin(f_2 - f_1) + q_{2z} \cdot \cos(f_2 - f_1); \quad (2)$$

$$u_2 = -r_3 \cdot f_{pas2} - q_{3y} \cdot \sin(f_2 - f_1) + q_{3z} \cdot \cos(f_2 - f_1); \quad (3)$$

$$\delta = u_2 - u_1; \quad (4)$$

poslinkių greičiai:

$$\dot{u}_1 = r_2 \cdot \dot{f}_{pas1} - \dot{q}_{2y} \cdot \sin(f_2 - f_1) + \dot{q}_{2z} \cdot \cos(f_2 - f_1); \quad (5)$$

$$\dot{u}_2 = -r_3 \cdot \dot{f}_{pas2} - \dot{q}_{3y} \cdot \sin(f_2 - f_1) + \dot{q}_{3z} \cdot \cos(f_2 - f_1); \quad (6)$$

$$\dot{\delta} = \dot{u}_2 - \dot{u}_1; \quad (7)$$

tarpelio įtaka:

$$\delta > d_0, \delta' = \delta - d_0;$$

$$d_0 \leq \delta \leq d_0, \delta' = 0;$$

$$\delta < -d_0, \delta' = \delta + d_0;$$

(8)

$$\delta > d_0, \delta' = \delta - d_0;$$

$$d_0 \leq \delta \leq d_0, \delta' = 0;$$

$$\delta < -d_0, \delta' = \delta + d_0;$$

(9)

sukabinimo jėga:

$$F = -k \cdot \delta' - c \cdot \dot{\delta}'; \quad (10)$$

guolių jėga:

$$F_{guol_y,z} = -k_g \cdot q_{y,z}^{1,5} \left[1 + 0,75 \cdot (1 - e_n^2) \frac{\dot{q}_{y,z}}{10^{-5} \sqrt{\frac{E}{\rho}}} \right]; \quad (11)$$

čia $e_n^2 = 0,7$ – penetracijos koeficientas;

$E = 210 \cdot 10^9$ MPa – tamprumo modulis;

$\rho = 7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ – tankis.

Pavaros sukimosi lygtys:

$$I_v \cdot \ddot{\phi}_1 = M_{var} - k_v(\phi_1 - \phi_2) - c_v(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2), \quad (12)$$

$$I_1 \cdot \ddot{\phi}_2 = k_v(\phi_1 - \phi_2) + c_v(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) - M_{suk1}; \quad (13)$$

$$M_{suk1} = F \cdot r_2; \quad (14)$$

$$I_2 \cdot \ddot{\phi}_3 = M_{suk2} - k_v(\phi_3 - \phi_4) - c_v(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4); \quad (15)$$

$$M_{suk2} = -F \cdot r_3; \quad (16)$$

$$I_{st} \cdot \ddot{\phi}_4 = k_v(\phi_3 - \phi_4) + c_v(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) - M_{st}. \quad (17)$$

Radialiniai krumpliaračių poslinkiai:

$$m_2 \cdot \ddot{q}_{2y} = F \cdot \sin(f_2 - f_1) + F_{guol_2y}; \quad (18)$$

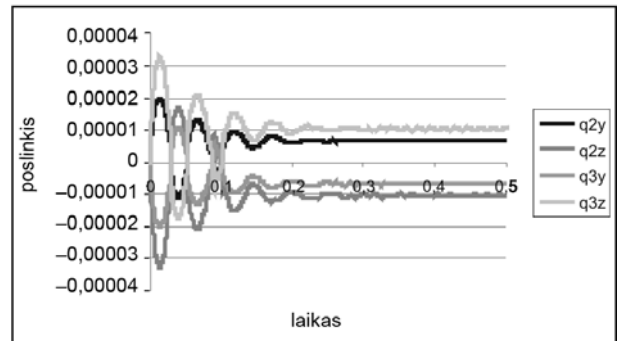
$$m_2 \cdot \ddot{q}_{2z} = -F \cdot \cos(f_2 - f_1) + F_{guol_2z} - m_2 \cdot 9,81; \quad (19)$$

$$m_3 \cdot \ddot{q}_{3y} = -F \cdot \sin(f_2 - f_1) + F_{guol_3y}; \quad (20)$$

$$m_3 \cdot \ddot{q}_{3z} = F \cdot \cos(f_2 - f_1) + F_{guol_3z} - m_3 \cdot 9,81. \quad (21)$$

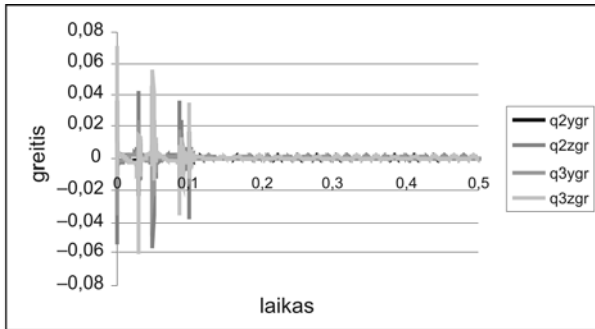
Gauti rezultatai:

Apskaičiuota, kad didžiausi poslinkiai yra $q_{max} = 3,3 \cdot 10^{-5}$ m, kaip matome iš 3 pav., judėjimas nusistovi po 0,35 s.



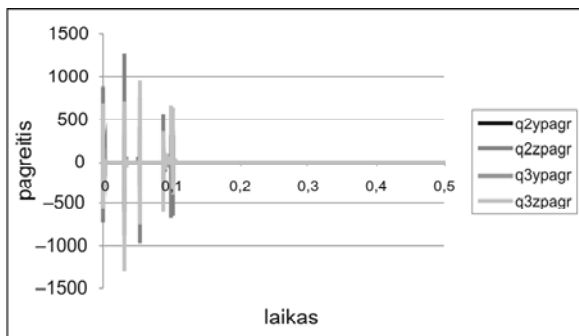
3 pav. Poslinkių priklausomybė nuo laiko

Fig. 3. The displacement dependence on time



4 pav. Greičio priklausomybė nuo laiko

Fig. 4. The velocity dependence on time



5 pav. Pagreičio priklausomybė nuo laiko

Fig. 5. Acceleration time dependence

Didžiausias greitis (4 pav.) $v = 0,62 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, pagreitis

(5 pav.) $a = 1350 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$, didžiausios reikšmės pasiekiamos

laiko momentu 0–0,1 s.

Vėliau greitis ir pagreitis artėja prie nulio.

Kaip matyti iš 4 ir 5 pav., greičiai ir pagreičiai yra smūginio pobūdžio.

Išvados

1. Darbe aprašyti diagnostikos metu gaunamų duomenų apdorojimo metodai, plačiau nagrinėjami moksliniuose darbuose (Staszewski 1997; Mažeika 2008; Генкин 1984).
2. Aprašytas dinaminis modelis, kuriuo remiantis galima tirti nelokalinius defektus, t. y. krumplių susidėvėjimą, ištrupėjimą, tepimo režimo pažeidimą, abrazyvinį dilimą.

3. Nustatytos sukabinimo ir guolių dinaminės apkrovos.
4. Nustatyta, kad greičių ir pagreičių pokyčiai yra smūginio pobūdžio, didžiausios reikšmės $v = 0,62 \frac{\text{m}}{\text{s}}$,

$$\text{pagreitis } a = 1350 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}.$$

Padėka

Dėkoju prof. habil. dr. M. Bogdevičiui už pagalbą rengiant straipsnį.

Literatūra

- Barzdaitis, V.; Bogdevičius, M. 2007. Modeling and testing of gear power transmission, in *ISCORMA-4*, Calgary, Alberta, Canada, 27–31 August 2007, 321–330.
- Bogdevičius, M. 2008. *Mechatroninių sistemų ir elementų modeliavimas*. Vilnius: VPU leidykla. 265 p.
- Bonori, G. 2007. Non-smooth dynamics of spur gears with manufacturing errors, *Journal of Sound and Vibration* 306: 271–283. doi:10.1016/j.jsv.2007.05.013
- Hertz, H. 1996. On the contact of rigid elastic solids and on hardness, in *Miscellaneous papers*. Macmillan, London.
- Mažeika, P. 2008. *Rotorių su riedėjimo guoliais diagnostikos ir gedimų prevencijos tyrimai*: daktaro disertacija. Kaunas. 130 p.
- Parker, R. G. 2000. Non-linear dynamic response of a spur gear pair: modelling and experimental comparisons, *Journal of Sound and Vibration* 237(3): 435–455. doi:10.1006/jsvi.2000.3067
- Staszewski, W. J. 1997. Classification of faults in gearboxes—pre-processing algorithms and neural networks, *Neural Comput & Applic* 5: 160–183. doi:10.1007/BF01413861
- Walha, L., et al. 2009. Nonlinear dynamics of two-stage gear system with mesh stiffness fluctuation, bearing flexibility and backlash, *Mechanism and Machine Theory* 44: 1058–1069. doi:10.1016/j.mechmachtheory.2008.05.008
- Генкин, М. Д. и др. 1984. *Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов*. Москва: Наука. 119 с.

RESEARCH OF DEFECTS IN SPUR GEAR

V. Skrickij

Abstract

This study presents a review of gear diagnostic methods. Also presented nonlinear dynamic model of spur gear. We modeled backlash, bearing flexibility and variable teeth stiffness.

Keywords: spur gear vibration, dynamic model, damage, data processing methods.