

LATVIJAS JŪRAS AKADĒMIJA

9. starptautiskā konference

UDENS TRANSPORTS
UN INFRASTRUKTURA
2007

9th International Conference

MARITIME TRANSPORT
AND INFRASTRUCTURE
2007

RĪGA,
2007. GADA 19.-20. APRĪLIS

TURBOPŪTES AGREGĀTA ROTORA PĀREJAS PROCESU DINAMISKO VIENĀDOJUMU IZSTRĀDE UN ANALĪZE

DEVELOPMENT AND ANALYSES OF TURBOCHARGER ROTOR PASSAGE PROCESS DYNAMICS

Igors Kurjanovičs, Juris Cimanskis

Latvijas Jūras akadēmija, Flotes iela 5B, LV-1016, Latvija,
E-pasts: j.cimanskis@livas.lv

Annotation

Control, diagnostics and analyses of the technical condition of ships' power equipment include investigation of operation parameters of separate units and systems, processing of acquired parameters and development of safe operation regime. The ship's main engine turbocharger unit during ship's manoeuvring operates under different engine power regimes. This causes continuous changes of rotor revolution frequency. The turbocharger rotor in passage processes continuously crosses the critical revolution area. The paper analyses passage processes of the turbocharger unit rotor crossing the critical revolution areas at different power and damping coefficients in flexible rotor supports [1,2]. Based on the theoretical research it is envisaged to develop practical recommendations for the operation regimes of rotor passage processes. The paper analyses passage processes of turbocharger unit rotor of ships' main engine, when crossing the areas of critical revolutions:

- *at different power,*
- *at different damping coefficient in rotors' flexible supports,*
- *it recommends operation regimes for rotor passage processes.*

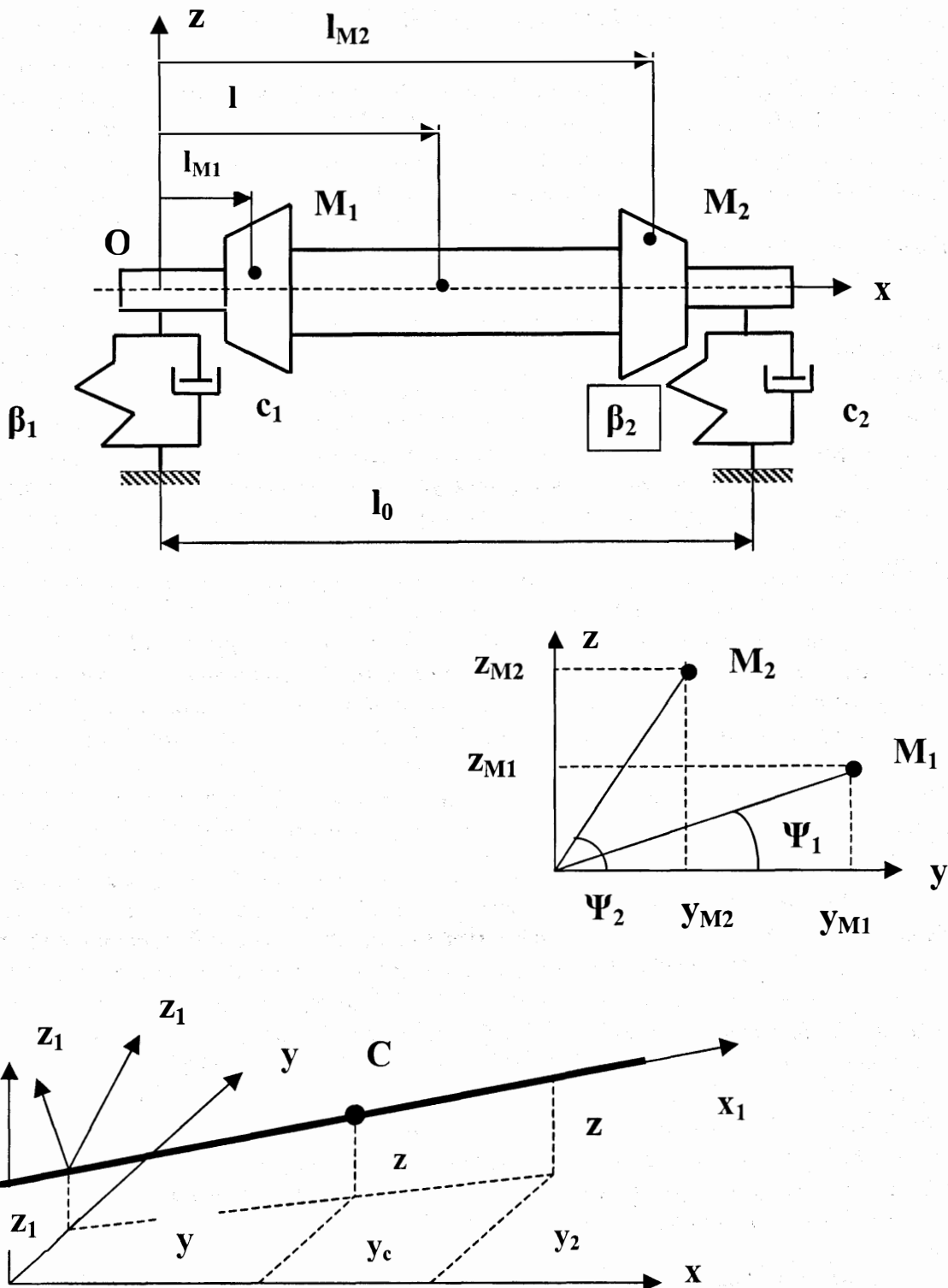
Anotācija

Kuģu energoiekārtu tehniskā stāvokļa kontrole, diagnostika un analīze iekļauj sevī atsevišķu agregātu un sistēmu ekspluatācijas parametru izpēti, iegūto parametru apstrādi un drošu ekspluatācijas režīmu izstrādi. Kuģu galvenā dzinēja turbopūtes agregāts kuģa manevrēšanas laikā stādā pie dažādiem dzinēja jaudas režīmiem. Tas izsauc nepārtrauktu rotora rotācijas frekvences izmaiņu. Turbopūtes rotors pārejas procesos nepārtraukti šķērso kritisko apgriezienu zonas. Darbā analizēti turbopūtes agregāta rotora pārejas procesi, šķērsojot kritisko apgriezienu zonas, pie dažādām jaudām un slāpēšanas koeficientiem elastīgajos rotora balstos [1,2]. Uz teorētisko pētījumu bāzes paredzēts izstrādāt praktiskās rekomendācijas rotora pārejas procesu ekspluatācijas režīmiem. Darbā analizēti kuģa galvenā dzinēja turbopūtes agregāta rotora pārejas procesi, šķērsojot kritisko apgriezienu zonas:

- *pie dažādām jaudām,*
- *pie dažādiem slāpēšanas koeficientiem elastīgajos rotora balstos,*
- *tiek rekomendēti rotora pārejas procesu ekspluatācijas režīmi.*

1. Turbopūtes rotora dinamiskā shēma un galvenie parametri

Turbopūtes rotora dinamiskā shēma attēlota 1. attēlā. Kad rotors nerotē, nekustošā ass x sakrīt ar rotora garenasi. Ass y novirzīta pa kreisi, bet ass z – tā, lai koordinātu sistēma būtu kreisā.



1. att. Turbopūtes rotora dinamiskā shēma

Turbopūtes rotora gultņi uzstādīti elastīgos balstos, kuru stinguma koeficients ir c_1 un c_2 , un slāpēšanas koeficienti attiecīgi β_1 un β_2 . Augstu apgriezīgu rotoru gultņi tiek uzstādīti elastīgajos balstos ar nolūku samazināt svārstību amplitūdas un dinamiskās reakcijas gultņos

pie nomināliem apgriezieniem. Rotora masa ar turbīnas un kompresora diskiem apzīmēta ar \mathbf{M} , bet rotora smaguma centrs - ar \mathbf{C} . Rotors rotē ar leņķisko ātrumu φ . Rotora galvenais centrālais inerces moments attiecībā pret rotācijas asi - \mathbf{A} . Rotora galvenais centrālais inerces moments pret asi, kas iet caur smaguma centru \mathbf{C} un ir perpendikulāra rotācijas asij, - \mathbf{B} . Rotora nelīdzsvarotība ievērota ar divām masām \mathbf{M}_1 un \mathbf{M}_2 . Masas \mathbf{M}_1 un \mathbf{M}_2 attālinātas no rotācijas ass attiecīgi attālumos \mathbf{E}_1 un \mathbf{E}_2 . Masa \mathbf{M}_1 atrodas turbīnas diskā, bet masa \mathbf{M}_2 atrodas kompresora diskā. Attālums no rotora kreisā balsta līdz masai \mathbf{M}_1 un \mathbf{M}_2 attiecīgi \mathbf{l}_{M1} un \mathbf{l}_{M2} . Attālumi starp rotora balstiem \mathbf{l}_0 . Rotora smaguma centra \mathbf{C} attālums no kreisā balsta vienāds ar \mathbf{l} .

Svārstību laikā rotora kreisā balsta koordināte ir \mathbf{y}_1 un \mathbf{z}_1 , labā balsta koordināte \mathbf{y}_2 un \mathbf{z}_2 , rotora smaguma centra koordināte \mathbf{y}_c un \mathbf{z}_c . Koordinātes \mathbf{x}_1 , \mathbf{x}_2 un \mathbf{x}_c , rotoram svārstoties nelīdzsvaroto masu inerces spēku ierosmē, ir ļoti mazas un tāpēc aprēķinos viņas netiek uzskaitītas.

2. Turbopūtes rotora uzspiesto svārstību vienādojumi

Rotora kinētiskā enerģija:

$$T = \frac{1}{2} \left[M \left(\dot{z}_c + \dot{y}_c \right)^2 + A \omega_{x_1}^2 + B (\omega_{y_1}^2 + \omega_{z_1}^2) + M_1 \left(\dot{z}_{M_1} + \dot{y}_{M_2} \right)^2 + M_2 \left(\left(\dot{z}_{M_2} + \dot{y}_{M_2} \right) \right)^2 \right]$$

No 1. attēla izriet

$$\begin{aligned} z_c &= \frac{l_o - l}{l_o} z_1 + \frac{l}{l_o} z_2; \\ y_c &= \frac{l_o - l}{l_o} y_1 + \frac{l}{l_o} y_2; \\ \omega_{x_1} &= \dot{\varphi} + \frac{\left(\dot{y}_2 - \dot{y}_1 \right) (z_2 - z_1)}{l_o}; \\ \omega_{y_1} &= - \frac{\left(\dot{z}_2 - \dot{z}_1 \right)}{l_o}; \\ \omega_{z_1} &= \frac{\dot{y}_2 - \dot{y}_1}{l_o}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} z_{M_1} &= \frac{l_o - l_{M_1}}{l_o} z_1 + \frac{l_{M_1}}{l_o} z_2 + E_1 \sin(\varphi + \psi_1); \\ y_{M_1} &= \frac{l_o - l_{M_1}}{l_o} y_1 + \frac{l_{M_1}}{l_o} y_2 + E_1 \cos(\varphi + \psi_1); \\ z_{M_2} &= \frac{l_o - l_{M_2}}{l_o} z_1 + \frac{l_{M_2}}{l_o} z_2 + E_2 \sin(\varphi + \psi_2); \\ y_{M_2} &= \frac{l_o - l_{M_2}}{l_o} y_1 + \frac{l_{M_2}}{l_o} y_2 + E_2 \cos(\varphi + \psi_2). \end{aligned}$$

Ņemot vērā minētās attiecības, kinētisko enerģiju var izteikt sekojoši:

$$\begin{aligned}
 T = & \frac{1}{2} \left\{ M \left[\frac{l_o - l_1}{l_o} \dot{z}_1 + \frac{l}{l_o} \dot{z}_2 \right]^2 + M \left[\frac{l_o - l}{l_o} \dot{y}_1 + \frac{l}{l_o} \dot{y}_2 \right]^2 + A \left[\dot{\varphi}^2 + 2\dot{\varphi} \frac{(\dot{y}_2 - \dot{y}_1)(z_2 - z_1)}{l_o^2} \right] + \right. \\
 & + B \left[\frac{(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2}{l_o^2} + \frac{(\dot{y}_2 - \dot{y}_1)^2}{l_o^2} \right] + M_1 \left[\frac{l_o - l_{M_1}}{l_o} \dot{z}_1 + \frac{l_{M_1}}{l_o} \dot{z}_2 + E_1 \dot{\varphi} \cos(\varphi + \psi_1) \right]^2 + \\
 & + M_1 \left[\frac{l_o - l_{M_1}}{l_o} \dot{y}_1 + \frac{l_{M_1}}{l_o} \dot{y}_2 + E_1 \dot{\varphi} \sin(\varphi + \psi_1) \right]^2 + M_2 \left[\frac{l_o - l_{M_2}}{l_o} \dot{z}_1 + \frac{l_{M_2}}{l_o} \dot{z}_2 + E_2 \dot{\varphi} \cos(\varphi + \psi_2) \right]^2 + \\
 & \left. + M_2 \left[\frac{l_o - l_{M_2}}{l_o} \dot{y}_1 + \frac{l_{M_2}}{l_o} \dot{y}_2 + E_2 \dot{\varphi} \sin(\varphi + \psi_2) \right]^2 \right\}. \quad (1)
 \end{aligned}$$

Rotora potenciālā enerģija:

$$\Pi = \frac{1}{2} c_1 (y_1^2 + z_1^2) + \frac{1}{2} c_2 (y_2^2 + z_2^2).$$

Elastīgo balstu demferēšanas funkcija:

$$\Phi = \frac{\beta_1}{2} \left(\dot{y}_1^2 + \dot{z}_1^2 \right) + \frac{\beta_2}{2} \left(\dot{y}_2^2 + \dot{z}_2^2 \right). \quad (2)$$

Turbopūtes rotoru griež gāzes turbīna, kas izmanto dīzeļdzinēja izplūdes gāzes siltumenerģiju. Gāzes turbīnas raksturlielne ir „mīksta” un šajā gadījumā turbīnas griezes moments var būt izteikts sekojoši:

$$M_{gr} = A_3 \cos \left(1 - \frac{\dot{\varphi}}{\omega_{nom} + \Delta\omega} \right); \quad (3)$$

kur

ω – rotora nominālais leņķiskais ātrums,

A_3 un $\Delta\omega$ parametri, kas tiek noteikti eksperimentālā veidā.

Rotora kustības vienādojumi tiek sastādīti, izmantojot Lagranža otrā veida diferencālviēnādojumus, kuri pieņemtā koordinātu sistēmā ir sekojoši:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}_1} - \frac{\partial T}{\partial z_1} = - \frac{\partial \Pi}{\partial z_1} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}_1};$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}_2} - \frac{\partial T}{\partial z_2} = -\frac{\partial \Pi}{\partial z_2} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}_2};$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{y}_1} - \frac{\partial T}{\partial y_1} = -\frac{\partial \Pi}{\partial y_1} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{y}_1};$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{y}_2} - \frac{\partial T}{\partial y_2} = -\frac{\partial \Pi}{\partial y_2} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{y}_2};$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = M_{gr}.$$

Izskaitļojot atvasinājumus, iegūstam rotora kustības diferenciālvienādojumus:

$$\begin{aligned} & \ddot{z}_1(a_1 + a_3) + \ddot{z}_2(a_2 - a_3) + \frac{A\dot{\varphi}(\dot{y}_2 - \dot{y}_1)}{l_o^2} + c_1 z_1 + \beta_1 \dot{z}_1 = \\ & = \ddot{\varphi}[a_4 \cos(\varphi + \psi_1) + a_5 \cos(\varphi + \psi_2)] + \dot{\varphi}^2 [a_4 \sin(\varphi + \psi_1) + a_5 \sin(\varphi + \psi_2)] \\ & \ddot{z}_1(a_2 - a_3) + \ddot{z}_2(a_8 - a_3) - \frac{A\dot{\varphi}(\dot{y}_2 - \dot{y}_1)}{l_o^2} + c_2 z_2 + \beta_2 \dot{z}_2 = \\ & = -\ddot{\varphi}[a_9 \cos(\varphi + \psi_1) + a_{10} \cos(\varphi + \psi_2)] + \dot{\varphi}^2 [a_9 \sin(\varphi + \psi_1) + a_{10} \sin(\varphi + \psi_2)] \\ & \ddot{y}_1(a_1 + a_3) + \ddot{y}_2(a_2 - a_3) - \frac{A\ddot{\varphi}(z_2 - z_1)}{l_o^2} - \frac{A\dot{\varphi}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)}{l_o^2} + c_1 z_1 + \beta_1 \dot{y}_1 = \\ & = \ddot{\varphi}[a_4 \sin(\varphi + \psi_1) + a_5 \sin(\varphi + \psi_2)] + \dot{\varphi}^2 [a_4 \cos(\varphi + \psi_1) + a_5 \cos(\varphi + \psi_2)] \\ & \ddot{y}_1(a_2 - a_3) + \ddot{y}_2(a_8 + a_3) + \frac{A\ddot{\varphi}(z_2 - z_1)}{l_o^2} + \frac{A\dot{\varphi}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)}{l_o^2} + c_2 y_2 + \beta_2 \dot{y}_2 = \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & \ddot{z}_1 [a_4 \cos(\varphi + \psi_1) + a_5 \cos(\varphi + \psi_2)] + \ddot{z}_2 [a_9 \cos(\varphi + \psi_1) + a_{10} \cos(\varphi + \psi_2)] - \\ & - \ddot{y}_1 [a_4 \sin(\varphi + \psi_1) + a_5 \sin(\varphi + \psi_2)] - \ddot{y}_2 [a_9 \sin(\varphi + \psi_1) + a_{10} \sin(\varphi + \psi_2)] + \\ & + \frac{A}{l_o^2} \left[\left(\ddot{y}_2 - \ddot{y}_1 \right) (z_2 - z_1) + \left(\dot{y}_2 - \dot{y}_1 \right) \left(\dot{z}_2 - \dot{z}_1 \right) \right] + \ddot{\varphi} (A + M_1 E_1^2 + M_2 E_2^2) = M_{gr} \end{aligned}$$

Kur

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{M(l_o - l)^2 + M_1(l_o - l_{M_1})^2 + M_2(l_o - l_{M_2})^2}{l_o^2}; \\ a_2 &= \frac{M(l_o - l)l + M_1(l_o - l_{M_1})l_{M_1} + M_2(l_o - l_{M_2})l_{M_2}}{l_o^2}; \\ a_3 &= \frac{B}{l_o^2}; \quad a_4 = \frac{M_1(l_o - l_{M_1})E_1}{l_o}; \quad a_5 = \frac{M_2(l_o - l_{M_2})E_2}{l_o}; \\ a_8 &= \frac{Ml^2 + M_1l_{M_1}^2 + M_2l_{M_2}^2}{l_o^2}; \\ a_9 &= \frac{M_1l_{M_1}E_1}{l_o}; \quad a_{10} = \frac{M_2l_{M_2}E_2}{l_o}. \end{aligned} \quad (5)$$

3. Iegūtie rezultāti un rekomendācijas

Rotora labā balsta amplitūdas

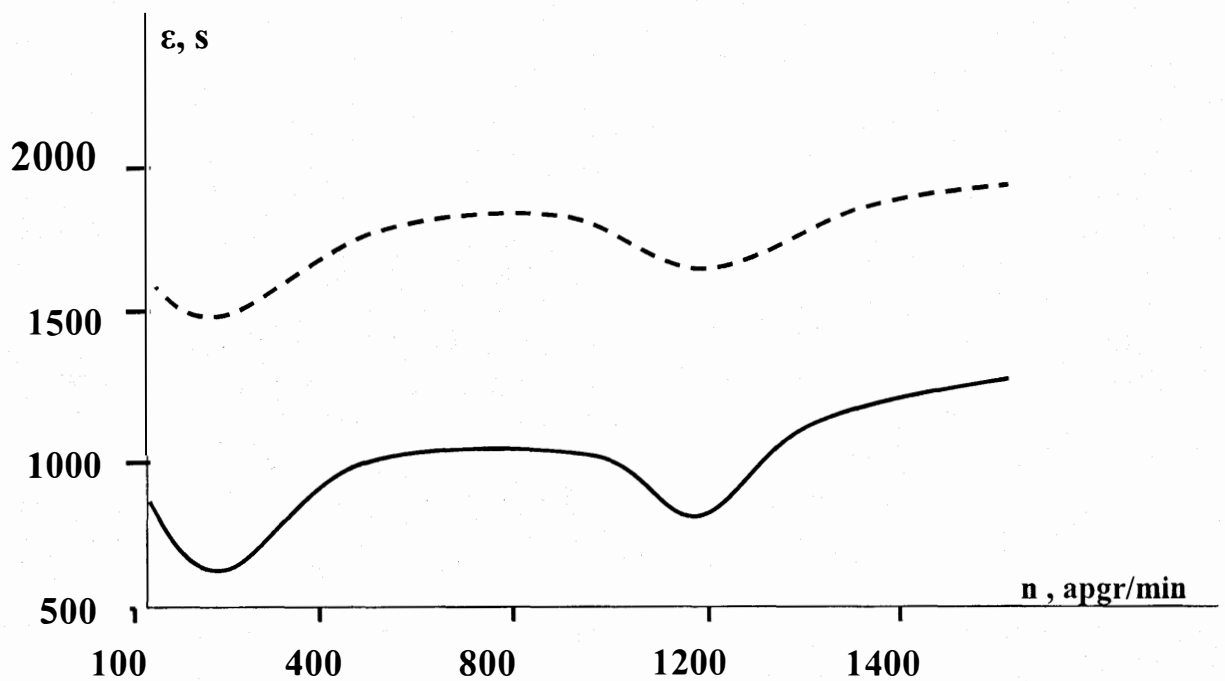
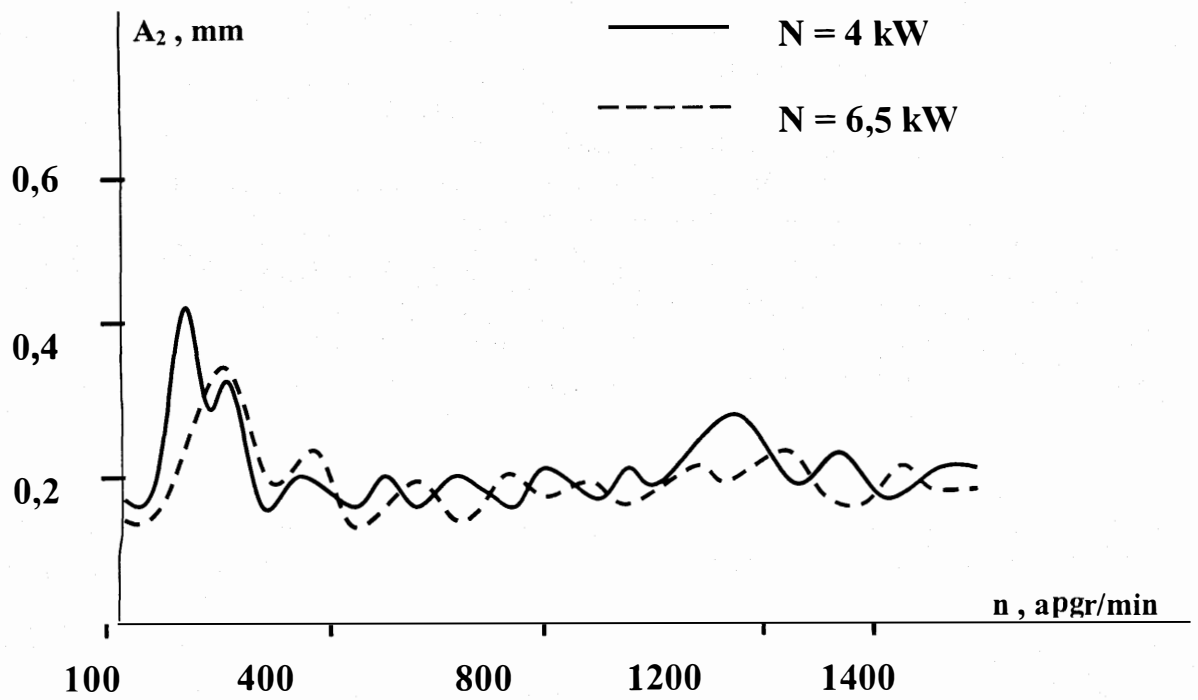
$$A_2 = \sqrt{y_2^2 + z_2^2}$$

un rotora paātrinājuma ε atkarība no rotācijas frekvences pie dažādām piedziņas jaudām attēlota 2.att. Slāpēšanas koeficienti balstos visos gadījumos pieņemti

$$\beta_1 = \beta_2 = 100 \text{ N s/m.}$$

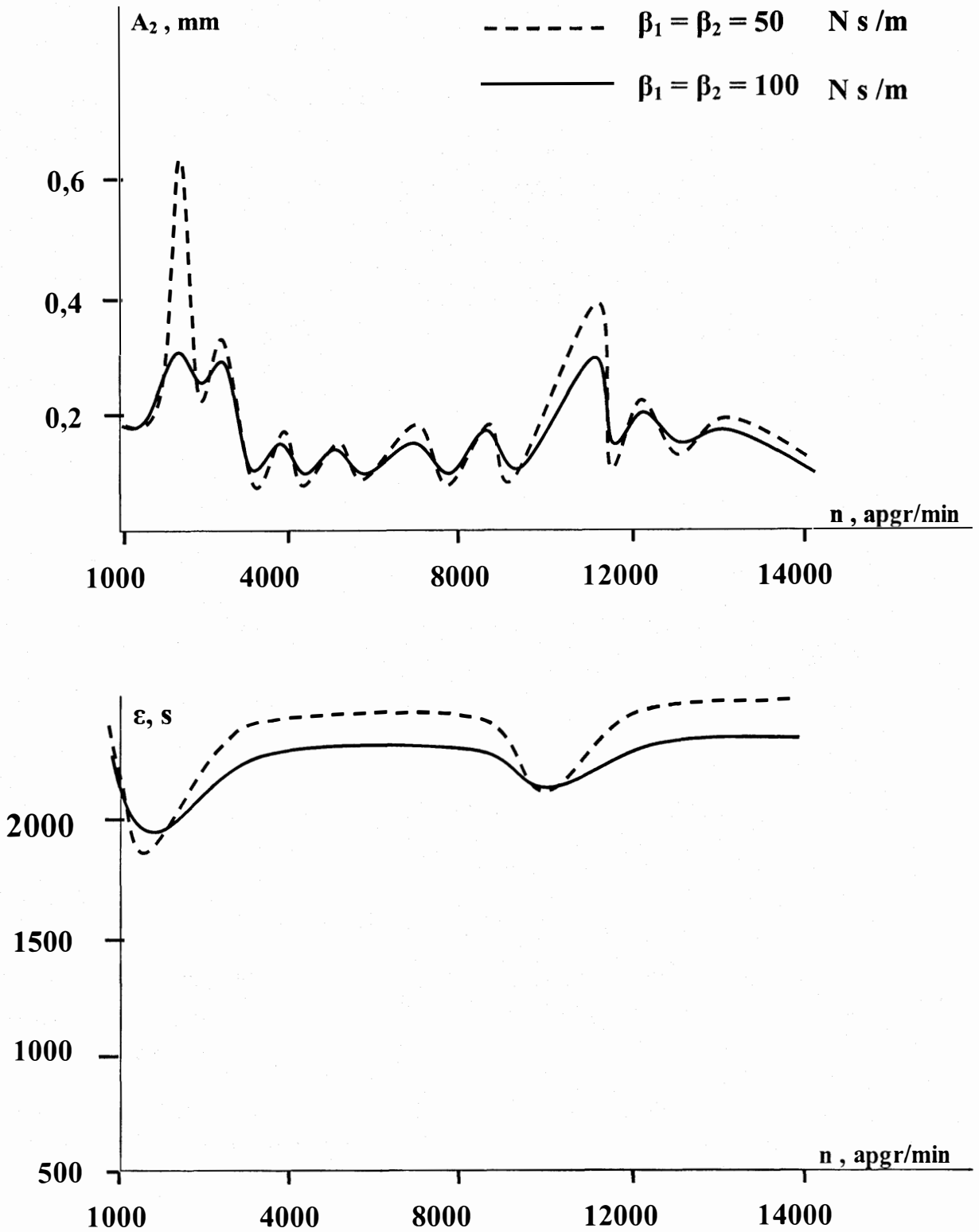
No līknēm 2. attēlā izriet, ka:

palielinoties piedziņas jaudai, samazinās maksimālā svārstību amplitūda pārejot kritiskos apgriezienus,



2. att. Rotora balsta amplitūdas un rotora paātrinājuma atkarība no rotācijas frekvences pie dažādām piedziņas jaudām

- palielinoties piedziņas jaudai, ātrāk tiek šķērsoti kritiskie apgriezieni (palielinās rotora leņķiskais ātrums).



3. att. Rotora balsta amplitūdas un rotora pātrinājuma atkarība no rotācijas frekvences pie dažādiem slāpēšanas koeficientiem rotora balstos

Rotora labā balsta amplitūdas

$$A_2 = \sqrt{y_2^2 + z_2^2}$$

un rotora paātrinājuma ε atkarība no rotācijas frekvences pie dažādiem slāpēšanas koeficientiem rotora balstos attēlota 3. att.

No līknēm 3. att. izriet, ka enerģijas izkliede būtiski ietekmē rotora svārstību amplitūdas pārejas procesos un leņķisko paātrinājumu. Slāpēšanas palielināšanās samazina svārstību amplitūdas un palielina rotora leņķisko ātrumu, šķērsojot kritiskos apgriezienus.

Palielinot turboputes agregāta jaudu, šķērsojot kritisko apgriezienu zonas, rotora svārstību amplitūdas samazinās. Šajā gadījumā samazinās kritisko apgriezienu šķērsošanas laiks.

Literatūra

1. Кельзон А. С., Циманский Ю. П., Яковлев В. И. Динамика роторов в упругих опорах. – М., Наука. 1982. -280 с.
2. Бать М. И., Джанелидзе Г.Ю., Кельзон А. С. Теоретическая механика в примерах и задачах. М., Наука. 1973. -488 с.