

**А.Е. Тусупова<sup>1,\*</sup>, А.Т. Нурмаганбетова<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Л.Б. Гончаров атындағы Қазақ автомобиль-жол институты, Алматы, Қазақстан

<sup>2</sup>Халықаралық білім беру корпорациясы, Алматы, Қазақстан

**Авторлар туралы ақпарат:**

Тусупова Алтынгүл Есболгановна – техника ғылымдарының кандидаты, Л.Б. Гончаров атындағы Қазақ автомобиль-жол институты, Алматы, Қазақстан

<https://orcid.org/0000-0002-8997-0112>, e-mail: [tussupova\\_73@mail.ru](mailto:tussupova_73@mail.ru)

Нурмаганбетова Айман Турумовна – техника ғылымдарының кандидаты, Халықаралық білім беру корпорациясы, Алматы Қазақстан

<https://orcid.org/>, e-mail: [aknur\\_1972@mail.ru](mailto:aknur_1972@mail.ru)

\*Автор корреспондент: [tussupova\\_73@mail.ru](mailto:tussupova_73@mail.ru)

**ДІРІЛ ҚОЗДЫРҒЫШ МЕХАНИЗМІНІҢ ДИНАМИКАЛЫҚ СИНТЕЗ  
ЕСЕБІНІҢ АНАЛИТИКАЛЫҚ ШЕШІМІ**

**Андатпа.** Бұл мақалада иінтіректі механизмдердің оңтайлы динамикалық синтезі құрылып оның негізінде іргетасқа импульстік әсер ету діріл қоздырғышы механизмнің динамикалық синтезі жасалынды. Өзгертілген мақсаттық функцияны енгізу арқылы механизм звеноларының оңтайлы өлшемдерін де анықтауға мүмкіндік беретін аналитикалық және оңтайландыру әдісі әзірленді. Механизмнің геометриялық өлшемдері мақсаттық функцияға сызықты емес түрде енетіндіктен (жеңілдердің айналу бұрыштары, жылдамдықтардың аналогтары және үдеулердің аналогтары арқылы жанама түрде), оларды табу үшін сандық оңтайландыру әдістері қолданылады. Бұл жағдайда минимумға жетудің әрбір қадамында механизмнің масса-инерциялық параметрлері аналитикалық жолмен анықталды.

**Кілт сөздер:** синтез, иінтрек, механизм, динамика, импульс.

**Кіріспе**

Топырақтың және құрылыс материалдарының нығыздаушы машиналар әсерінен қол жеткізілген тығыздығы жанасу бетіндегі қысымға байланысты. Дірілді нығыздау кезінде қысым циклдік болады және периодты түрде нөлден максимумға дейін өзгереді. Діріл қоздырғышының кинетикалық энергиясының арқасында тербелмелі қозғалыстар жасайды.

Құрылыс материалдарының динамикалық нығыздалуын статикалық әдістермен қатар эксперименттік зерттеулер мен теориялық зерттеуді елімізде алғаш рет Н.Я. Хархутой айналысты [4,5,6]. Осы зерттеулердің негізінде әртүрлі типтегі нығыздаушы станоктардың жұмыс органдарының параметрлерін жуықтап есептеу әдісі әзірленді. Кейіннен бұл зерттеулер топырақтың тығыздалу процесстерін және құрылыс материалдарын тереңірек талдауға мүмкіндік берді.

М.В. Дудкин еңбегінде [2] және басқа еңбектерде [3,10] топырақты нығыздауға арналған діріл қоздырғыштарының жұмыс процестері қарастырылған, оларды есептеу әдісі толық сипатталған. Осы жұмыстарда келтірілген белгілі зерттеулердің егжей-тегжейлі талдауы, ең перспективалылары асимметриялық

типтегі планетарлық діріл қоздырғыштары екенін көрсетеді. Сонымен, оларды қолдану симметриялық нұсқамен салыстырғанда қозғаушы күшті 1,5-2 есе арттыруға, материалға діріл барабанының әсер ету тиімділігін арттыруға және материалдың дірілмен нығыздалу мерзімін қысқартуға мүмкіндік береді.

Діріл техникасы мен технологиясы жыл сайын қолданылу аясын кеңейтіп, әртүрлі салаларда, құрылыста, көлікте және ауыл шаруашылығында барған сайын тұрақты орындарға ие болуда. Вибрациялық технологияны қолдану дәстүрлі технологиялық процестерді түбегейлі жақсартуға мүмкіндік береді.

### Материалдар мен әдістер

Машиналардың жұмыс органдарының қозғалыс жылдамдығының жоғарылауын ескере отырып, механизмдердің звеноларының инерция күштерінің қозғалмайтын тірекке әсерін зерттеудің маңызы ерекше. Сонымен қатар, іргетасқа күш әсері, әдетте, өзгермелі сипатта болады, сондықтан механизмдердің динамикалық синтезінің міндеттері негізінен осы ауыспалы компоненттерді жою. Діріл деңгейі, машинаның қызмет ету мерзімі және сенімділігі, оның жұмысының дәлдігі осыған тәуелді. Осыған байланысты механизмдер мен машиналарды динамикалық синтездеу есебі пайда болады.

Динамикалық синтездің әзірленген әдістерін жалпы жағдай үшін жалпылау өте қиын, ол инерциялық күштердің толық әсерін жоққа шығармай оларды қажетті заңға сәйкес тірекке әсер етуге мәжбүрлеу қажет. Мұндай мәселе, мысалы, діріл технологиясын жобалау кезінде туындайды. Сондықтан динамикалық синтез мәселесін неғұрлым жалпы жағдайда шешкен жөн, содан кейін теңдестіру мәселесі жалпыланған есептің дербес жағдайы ретінде шешілуі мүмкін. Сондықтан механизмнің инерциялық күштерінің іргетасқа қажетті әсерін қамтамасыз ету үшін механизмнің масса-инерциялық параметрлерін анықтау қажет болатын динамикалық синтез мәселесін қарастырайық.

Сонымен, инерциялық күштердің тірекке толық әсер етуінің құраушылары кейбір жалпыланған масса-инерциялық параметрлердің  $A_i$ ,  $B_i$  туындыларының  $K_{1i} = \varepsilon \varphi_i' \sin \varphi_i$ ,  $K_{2i} = \varepsilon \varphi_i' \cos \varphi_i$ ,  $K_{3i} = \omega^2 (\varphi_i'^2 \cos \varphi_i + \varphi_i'' \sin \varphi_i)$ ,  $K_{4i} = \omega^2 (\varphi_i'' \cos \varphi_i - \varphi_i'^2 \sin \varphi_i)$  түріндегі функциялары бойынша қосындысы ретінде жазылады. Бұл жағдайда біріншісі тек масса-инерциялық параметрлерге тәуелді болса, екіншісі бұл параметрлерге тәуелді емес тек механизмнің кинематикалық параметрлеріне тәуелді болады [3].

### Нәтижелер және талқылаулар

Инерциялық күштерінің тірекке толық әсерінің құрамдас бөліктері үшін алынған өрнектерді [2] оңай түрге келтіруге болады:

$$F_x = \sum_{i=2,4} \left[ -A_i (\cos \varphi_i) \ddot{\cdot} + B_i (\sin \varphi_i) \ddot{\cdot} \right] = \varepsilon \sum_{i=2,4} \left[ A_i \varphi_i' \sin \varphi_i + B_i \varphi_i' \cos \varphi_i \right] + \omega^2 \sum_{i=2,4} \left[ A_i (\varphi_i'^2 \cos \varphi_i + \varphi_i'' \sin \varphi_i) + B_i (\varphi_i'' \cos \varphi_i - \varphi_i'^2 \sin \varphi_i) \right] \quad (1)$$

$$F_y = \sum_{i=2,4} \left[ -A_i (\cos \varphi_i) \ddot{\varphi}_i - B_i (\sin \varphi_i) \ddot{\varphi}_i \right] = \varepsilon \sum_{i=2,4} \left[ B_i \varphi_i' \sin \varphi_i - A_i \varphi_i' \cos \varphi_i \right] + \omega^2 \sum_{i=2,4} \left[ B_i (\varphi_i'^2 \cos \varphi_i + \varphi_i'' \sin \varphi_i) - A_i (\varphi_i'' \cos \varphi_i - \varphi_i'^2 \sin \varphi_i) \right] \quad (2)$$

Ол үшін  $F_x$ ,  $F_y$  өрнектері түрінде жазу жеткілікті

$$F_x = \varepsilon \left( m_2 s_2 \cos \alpha_2 + m_3 l_2 \left( 1 - \frac{s_3 \cos \alpha_3}{l_3} \right) \right) \varphi_2' \sin \varphi_2 + \varepsilon \left( m_2 s_2 \sin \alpha_2 - \frac{m_3 s_3 l_2 \sin \alpha_3}{l_3} \right) \varphi_2' \cos \varphi_2 + \varepsilon \left( \frac{m_3 s_3 l_4 \cos \alpha_3}{l_3} + m_4 s_4 \cos \alpha_4 \right) \varphi_4' \sin \varphi_4 + \varepsilon \left( \frac{m_3 s_3 l_4 \sin \alpha_3}{l_3} + m_4 s_4 \sin \alpha_4 \right) \varphi_4' \cos \varphi_4 + \omega^2 \left( m_2 s_2 \cos \alpha_2 + m_3 l_2 \left( 1 - \frac{s_3 \cos \alpha_3}{l_3} \right) \right) (\varphi_2'^2 \cos \varphi_2 + \varphi_2'' \sin \varphi_2) + \omega^2 \left( m_2 s_2 \sin \alpha_2 - \frac{m_3 s_3 l_2 \sin \alpha_3}{l_3} \right) (\varphi_2'' \cos \varphi_2 - \varphi_2'^2 \sin \varphi_2) - \omega^2 \left( \frac{m_3 s_3 l_4 \cos \alpha_3}{l_3} + m_4 s_4 \cos \alpha_4 \right) (\varphi_4'^2 \cos \varphi_4 + \varphi_4'' \sin \varphi_4) + \omega^2 \left( \frac{m_3 s_3 l_4 \sin \alpha_3}{l_3} + m_4 s_4 \sin \alpha_4 \right) (\varphi_4'' \cos \varphi_4 - \varphi_4'^2 \sin \varphi_4), \quad (3)$$

$$F_y = \varepsilon \left( m_2 s_2 \sin \alpha_2 - \frac{m_3 s_3 l_2 \sin \alpha_3}{l_3} \right) \varphi_2' \sin \varphi_2 - \varepsilon \left( m_2 s_2 \cos \alpha_2 + m_3 l_2 \left( 1 - \frac{s_3 \cos \alpha_3}{l_3} \right) \right) \varphi_2' \cos \varphi_2 + \varepsilon \left( \frac{m_3 s_3 l_4 \sin \alpha_3}{l_3} + m_4 s_4 \sin \alpha_4 \right) \varphi_4' \sin \varphi_4 - \varepsilon \left( \frac{m_3 s_3 l_4 \cos \alpha_3}{l_3} - m_4 s_4 \cos \alpha_4 \right) \varphi_4' \cos \varphi_4 +$$

$$\begin{aligned}
 & + \omega^2 \left( m_2 s_2 \cos \alpha_2 + m_3 l_2 \left( 1 - \frac{s_3 \cos \alpha_3}{l_3} \right) \right) (\varphi_2'' \cos \varphi_2 - \varphi_2'^2 \sin \varphi_2) + \\
 & + \omega^2 \left( m_2 s_2 \sin \alpha_2 - \frac{m_3 s_3 l_2 \sin \alpha_3}{l_3} \right) (\varphi_2'^2 \cos \varphi_2 + \varphi_2'' \sin \varphi_2) - \\
 & - \omega^2 \left( \frac{m_3 s_3 l_4 \cos \alpha_3}{l_3} - m_4 s_4 \cos \alpha_4 \right) (\varphi_4'' \cos \varphi_4 - \varphi_4'^2 \sin \varphi_4) + \\
 & + \omega^2 \left( \frac{m_3 s_3 l_4 \sin \alpha_3}{l_3} + m_4 s_4 \sin \alpha_4 \right) (\varphi_4'^2 \cos \varphi_4 + \varphi_4'' \sin \varphi_4)
 \end{aligned}$$

және келесідей белгілерді енгіземіз:

$$A_2 = m_2 s_2 \cos \alpha_2 + m_3 l_2 \left( 1 - \frac{s_3 \cos \alpha_3}{l_3} \right)$$

$$B_2 = m_2 s_2 \sin \alpha_2 - \frac{m_3 s_3 l_2 \sin \alpha_3}{l_3}$$

$$A_4 = \frac{m_3 s_3 l_4 \cos \alpha_3}{l_3} - m_4 s_4 \cos \alpha_4$$

$$B_4 = \frac{m_3 s_3 l_4 \sin \alpha_3}{l_3} + m_4 s_4 \sin \alpha_4$$

(4)

Осылайша, (3)-(4) өрнектерінде  $F_{xk}$ ,  $F_{yk}$  компоненттерінің берілген мәндері механизмнің  $N$  позициясында қарастырылады,  $k = 1, \dots, N$ . Механизмнің метрикалық параметрлері, яғни геометриялық өлшемдері берілген деп есептеледі.

Сонымен қатар, айналшақтың берілген айналдыру бұрыштарындағы  $\varphi_{ik}$  ( $k = 1, \dots, N, I = 2, 4$ ) механизм звеноларының  $N$  бұрыштық позициялары сондай-ақ осы орындардағы бұрыштық жылдамдықтары мен үдеулерінің  $\varphi'_{ik}$ ,  $\varphi''_{ik}$  аналогтары табылған деп есептейміз. Айналмалы айналшақтың бұрыштық жылдамдығы тұрақты деп саналады [5].

Синтездік теңдеулерді өлшемсіз түрде алу үшін (3) және (4) теңдеулерінің

екі бөлігін де мынаған  $M l_1 \omega^2$  бөлеміз, мұндағы  $M = \sum_{i=2}^n m_i$  (біздің жағдайда төрт звенолы топса  $n=4$ ) барлық қозғалатын звенолардың жалпы массасы [8].

$$f_x = \frac{F_x}{M l_1 \omega^2}, \quad f_y = \frac{F_y}{M l_1 \omega^2}$$

Белгілеулер енгізейік:  $a_i = A_i / M l_1$ ,  $b_i = B_i / M l_1$ , (5)

$$\lambda_2 = \frac{K_{32}}{\omega^2} = \varphi_2'^2 \cos \varphi_2 + \varphi_2'' \sin \varphi_2, \quad \mu_2 = \frac{K_{42}}{\omega^2} = \varphi_2'' \cos \varphi_2 - \varphi_2'^2 \sin \varphi_2$$

$$\lambda_4 = \frac{K_{34}}{\omega^2} = \varphi_4'^2 \cos \varphi_4 + \varphi_4'' \sin \varphi_4, \quad \mu_4 = \frac{K_{44}}{\omega^2} = \varphi_4'' \cos \varphi_4 - \varphi_4'^2 \sin \varphi_4$$

(6)

Содан кейін жаңа белгілеуде (3) теңдеулер келесі түрде жазылады ( $\varepsilon = 0$  екенін ескере отырып)

$$\begin{aligned} f_x &= \sum_{i=2,4} [\lambda_i a_i + \mu_i b_i] \\ f_y &= \sum_{i=2,4} [\lambda_i b_i - \mu_i a_i] \end{aligned} \quad (7)$$

Осылайша, біз 2 ортогональды бағытта механизмнің іргетасқа әсері нормаланған заңдылықпен берілген деп есептейміз, механизмнің  $N k = 1, \dots, N$  орындарындағы  $f_{xk}^*$ ,  $f_{yk}^*$  компоненттердің мәндері. Нәтижесінде біз мына түрдегі  $f_x = f_{xk}^*$ ,  $f_y = f_{yk}^*$ ,  $k = 1, \dots, N$   $2N$  синтез теңдеулерін аламыз[9].

$$\begin{aligned} &\text{Немесе} \\ &\sum_{i=2,4} [a_i (\phi_{ik}'^2 \cos \phi_{ik} + \phi_{ik}'' \sin \phi_{ik}) + b_i (\phi_{ik}'' \cos \phi_{ik} - \phi_{ik}'^2 \sin \phi_{ik})] = f_{xk}^* \\ &\sum_{i=2,4} [b_i (\phi_{ik}'^2 \cos \phi_{ik} + \phi_{ik}'' \sin \phi_{ik}) - a_i (\phi_{ik}'' \cos \phi_{ik} - \phi_{ik}'^2 \sin \phi_{ik})] = f_{yk}^* \end{aligned} \quad (8)$$

Синтездің белгісіз параметрлері жалпыланған –  $a_2, b_2, a_4, b_4$  теңгерімсіздіктердің (дебаланстардың) өлшемсіз шамалары болып табылады.

Жалпы жағдайда,  $2N > 4$  болса ( $N > 2$ , яғни механизмнің екіден көп позициясында тірекке әсер етуді орнату) мұндай есептің нақты шешімі болмайды. Сондықтан есептің шешімін шамамен іздеу керек, яғни (8) теңдеулері шамамен орындалатын  $a_2, b_2, a_4, b_4$  айнымалыларының мәндерін іздейміз. Ол үшін  $\Delta_k$  жуықтау функциясын құрастырамыз:

$$\begin{aligned} \Delta_k(a_2, b_2, a_4, b_4) &= \left( \sum_{i=2,4} [a_i (\phi_{ik}'^2 \cos \phi_{ik} + \phi_{ik}'' \sin \phi_{ik}) + \right. \\ &\quad \left. + b_i (\phi_{ik}'' \cos \phi_{ik} - \phi_{ik}'^2 \sin \phi_{ik})] - f_{xk}^* \right)^2 + \\ &\quad + \left( \sum_{i=2,4} [b_i (\phi_{ik}'^2 \cos \phi_{ik} + \phi_{ik}'' \sin \phi_{ik}) - a_i (\phi_{ik}'' \cos \phi_{ik} - \phi_{ik}'^2 \sin \phi_{ik})] - f_{yk}^* \right)^2 \end{aligned} \quad (9)$$

Сонда динамикалық синтездің жуықтау мәселесі функцияның минимумы болатын өлшемсіз жалпыланған теңгерімсіздіктердің мәндерін анықтаудан тұрады [7].

$$S = \sum_{k=1}^N \Delta_k \quad (10)$$

$a_2, b_2, a_4, b_4$  айнымалыларына қатысты (10) функциясының минимумының қажетті шарты мынандай болады.

$$\frac{\partial S}{\partial a_2} = 0, \quad \frac{\partial S}{\partial b_2} = 0, \quad \frac{\partial S}{\partial a_4} = 0, \quad \frac{\partial S}{\partial b_4} = 0 \quad (11)$$

Осы жерден аламыз:

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k}^2 + \mu_{2k}^2) a_2 + 0 \cdot b_2 + \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k} \lambda_{4k} + \mu_{2k} \mu_{4k}) a_4 + \\ & + \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k} \mu_{4k} - \mu_{2k} \lambda_{4k}) b_4 = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k} f_{xk}^* - \mu_{2k} f_{yk}^*) \\ & 0 \cdot a_2 + \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k}^2 + \mu_{2k}^2) b_2 + \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{4k} \mu_{2k} - \lambda_{2k} \mu_{4k}) a_4 + \\ & + \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k} \lambda_{4k} + \mu_{2k} \mu_{4k}) b_4 = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\mu_{2k} f_{xk}^* + \lambda_{2k} f_{yk}^*) \\ & \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k} \lambda_{4k} + \mu_{2k} \mu_{4k}) a_2 + \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{4k} \mu_{2k} - \lambda_{2k} \mu_{4k}) b_2 + \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{4k}^2 + \mu_{4k}^2) a_4 + \\ & + 0 \cdot b_4 = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{4k} f_{xk}^* - \mu_{4k} f_{yk}^*) \\ & \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k} \mu_{4k} - \mu_{2k} \lambda_{4k}) a_2 + \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k} \lambda_{4k} + \mu_{2k} \mu_{4k}) b_2 + 0 \cdot a_4 + \\ & + \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{4k}^2 + \mu_{4k}^2) b_4 = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\mu_{4k} f_{xk}^* + \lambda_{4k} f_{yk}^*) \end{aligned} \right. \quad (12)$$

Осылайша, 4 белгісізі бар 4 сызықтық теңдеу аламыз, оны мына түрінде жаза аламыз

Мұндағы

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k}^2 + \mu_{2k}^2) & 0 & \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k} \lambda_{4k} + \mu_{2k} \mu_{4k}) & \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k} \mu_{4k} - \mu_{2k} \lambda_{4k}) \\ 0 & \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k}^2 + \mu_{2k}^2) & \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{4k} \mu_{2k} - \lambda_{2k} \mu_{4k}) & \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k} \lambda_{4k} + \mu_{2k} \mu_{4k}) \\ \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k} \lambda_{4k} + \mu_{2k} \mu_{4k}) & \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{4k} \mu_{2k} - \lambda_{2k} \mu_{4k}) & \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{4k}^2 + \mu_{4k}^2) & 0 \\ \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k} \mu_{4k} - \mu_{2k} \lambda_{4k}) & \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k} \lambda_{4k} + \mu_{2k} \mu_{4k}) & 0 & \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{4k}^2 + \mu_{4k}^2) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{b} = \begin{bmatrix} \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{2k} f_{xk}^* - \mu_{2k} f_{yk}^*) \\ \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\mu_{2k} f_{xk}^* + \lambda_{2k} f_{yk}^*) \\ \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\lambda_{4k} f_{xk}^* - \mu_{4k} f_{yk}^*) \\ \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\mu_{4k} f_{xk}^* + \lambda_{4k} f_{yk}^*) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{x} = [a_2 \quad b_2 \quad a_4 \quad b_4]^T.$$

Бұл теңдеудің бірегей шешімі бар

$$\mathbf{x}^0 = -\mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{b}. \quad (13)$$

### Қорытынды

Динамикалық синтез нәтижесінде алынған іргетасқа бағытталған импульстік әсер беретін діріл қоздырғыш механизмі басқа белгілі механизмдерден артықшылықтары бар: айналмалы кинематикалық жұптар қолданылады (прототиптен айырмашылығы, тіс элементтері тозбайды), іргетасқа инерциялық күштердің әсері импульсті (гармоникалық емес), ал ортогональды бағытта инерция күштерінің әсері болмайды.

Өзгертілген мақсаттық функцияны енгізу арқылы механизм звеноларының оңтайлы өлшемдерін де анықтауға мүмкіндік беретін аналитикалық және оңтайландыру әдісі әзірленді. Механизмнің геометриялық өлшемдері мақсаттық функцияға сызықты емес түрде енетіндіктен (жеңілдердің айналу бұрыштары, жылдамдықтардың аналогтары және үдеулердің аналогтары арқылы жанама түрде), оларды табу үшін сандық оңтайландыру әдістері қолданылады. Бұл жағдайда минимумға жетудің әрбір қадамында механизмнің масса-инерциялық параметрлері аналитикалық жолмен анықталады.

### Әдебиеттер:

1. Щенетильников В.А. Механизмдерді теңестіру. М.: Машина жасау, 2012. 256 б.
2. Dresig H. *Schwingungen mechanischer Antriebs systeme*. Berlin/Heidelberg: Springer Verlag, 2011. 210 s.
3. Антипов В.И., Асташев В.К. Энергияны үнемдейтін діріл машиналарын құру принциптері туралы. Машина жасау және машиналардың сенімділігі мәселелері. 2007, 4, 3-8 б. (орыс тілді журналда)
4. Хархута Н.Я., Васильев Ю.М., Охрименко Р.К. Жол үйінділерінің топырақтарын тығыздау. М.: Автотрансиздат, 2016, 142 б.
5. Novak M. *Über die Nichtlinearität der Vertikalschwingungen von starren Körpern auf dem Baugrunde - Acta Technica, Rocnik Bd.2; Nakladatelstvi CSAV, Praha, 2017, 85.*
6. Hertwig A., Friih S., Lorenz H. *Die Ermittlung der für das Bauwesen wichtigsten Eigenschaften des Bodens durch erzwungene Schwingungen. Veröffentlichungen der Degebo, Springer Verlag. - Berlin, 2016, H. 1, 44-52.*
7. *Schwingungen. Veröffentlichungen der Degebo, Springer Verlag. - Berlin, 2017, H. 1, 44-52.*

### References:

1. Schepetilnikov V.A. *Upravnoveshivanie mehanizmov [Balancing mechanisms] – M.: Mashinostroenie. 2012, 256.*
2. Dresig H. *Schwingungen mechanischer Antriebs systeme. Berlin/Heidelberg: Springer Verlag, 2011. – 210 p.*
3. Antipov V.I., Astashev V.K. *O printsipah sozdaniya energosberegayuschih vibratsionnyih mashin [About the principles of creating energy-saving vibration machines] Problemyi mashinostroeniya i nadezhnosti mashin. 2007, 4, 3-8. (in Russ.)*
4. Harhuta N.Ya., Vasilev Yu.M., Ohrimenko R.K. *Uplotnenie gruntov dorozhnyih nasyipey [Compaction of soils of road embankments] – M.: Avtotransizdat. 2016, 142.*
5. Novak M. *Über die Nichtlinearität der Vertikalschwingungen von starren Körpern auf dem Baugrunde - Acta Technica, Rocnik Bd.2; Nakladatelstvi CSAV, - Praha, 2017. - 85 p.*

6. Hertwig A., Friih S., Lorenz H. *Die Ermittlung der für das Bauwesen wichtigsten Eigenschaften des Bodens durch erzwungene Schwingungen. Veröffentlichungen der Degebo, Springer Verlag. - Berlin, 2016, H. 1, 44-52.*
7. *Schwingungen. Veröffentlichungen der Degebo, Springer Verlag. – Berlin. 2017, H. 1, 44-52.*

**А.Е. Тусупова<sup>1,\*</sup>, А.Т. Нурмаганбетова<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Казахский автомобильно-дорожный институт им. Л.Б. Гончарова, Алматы, Казахстан

<sup>2</sup>Международная образовательная корпорация, Алматы, Казахстан

**Информация об авторах:**

Тусупова Алтынгүль Есболгановна - кандидат технических наук, Казахский автомобильно-дорожный институт им. Л. Б. Гончарова, Алматы, Казахстан.

<https://orcid.org/0000-0002-8997-0112>, e-mail: [tussupova\\_73@mail.ru](mailto:tussupova_73@mail.ru)

Нурмаганбетова Айман Турумовна-кандидат технических наук, международная образовательная корпорация, Алматы Казахстан.

e-mail: [aknur\\_1972@mail.ru](mailto:aknur_1972@mail.ru)

## **АНАЛИТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ДИНАМИЧЕСКОГО СИНТЕЗА МЕХАНИЗМА ВИБРАЦИОННОГО ВОЗБУЖДЕНИЯ**

**Аннотация.** В данной статье создан оптимальный динамический синтез рычажных механизмов и на его основе разработан динамический синтез механизма вибрационного возбуждения импульсного воздействия на фундамент. Разработан аналитико-оптимизационный метод, позволяющий путем введения модифицированной целевой функции определять также оптимальные размеры звеньев механизма. Поскольку геометрические размеры механизма входят в целевую функцию нелинейно (неявно через углы поворота звеньев, аналоги скоростей и аналоги ускорений), для их отыскания используются численные методы оптимизации. При этом на каждом шаге спуска к минимуму масс-инерционные параметры механизма определяются аналитически.

**Ключевые слова:** синтез, рычаг, механизм, динамика, импульс.

**А.Е. Tusupova<sup>1,\*</sup>, А.Т. Nurmaganbetova<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>L.B. Goncharov Kazakh automobile and Road Institute, Almaty, Kazakhstan

<sup>2</sup>International Educational Corporation, Almaty, Kazakhstan

**Information about the authors:**

Tusupova Altyngul Esbolganovna - Candidate of technical sciences, L.B. Goncharov Kazakh automobile and Road Institute, Almaty, Kazakhstan.

<https://orcid.org/0000-0002-8997-0112>, e-mail: [tussupova\\_73@mail.ru](mailto:tussupova_73@mail.ru)

Nurmaganbetova Ayman Turumovna-candidate of Technical Sciences, International Educational Corporation, Almaty Kazakhstan.

e-mail: [aknur\\_1972@mail.ru](mailto:aknur_1972@mail.ru)

## **ANALYTICAL SOLUTION OF THE DYNAMIC SYNTHESIS PROBLEM OF THE VIBRATION EXCITATION MECHANISM**

**Abstract.** In this article, an optimal dynamic synthesis of lever mechanisms was created and, on its basis, a dynamic synthesis of the mechanism of vibrational excitation of pulsed impact on the foundation was developed. An analytical-optimization method has been developed that allows, by introducing a modified objective function, to also determine the optimal dimensions of the mechanism links. Since the geometrical dimensions of the mechanism enter the objective function non-linearly (implicitly through the angles of rotation of the links, analogs of velocities and analogs of accelerations), numerical optimization methods are used to find them. In this case, at each step of the descent to the minimum, the mass-inertial parameters of the mechanism are determined analytically.

**Keywords:** synthesis, lever, mechanism, dynamics, momentum.