

А.Ә.Тәңірбергенова¹, П.М. Айтмуханова¹, Ә.А. Айтмуханов², К.И. Құдабаева³✉

¹Satbayev University, Алматы, Қазақстан

³эл-Фараби атындағы Қазак ұлттық университеті, Алматы, Қазақстан

⁴Абай атындағы Қазақ ұлттық педагогикалық университеті, Алматы, Қазақстан

E-mail: klara-kudabayeva@mail.ru

ЖАЗЫҚ КЕРНЕУЛЕНГЕН КҮЙ БОЙЫНША СЕРПІМДІ ЖҮЙЕЛІ КОНСТРУКЦИЯЛАРДЫҢ СЕНІМДІЛІГІН АНЫҚТАУ

Аңдатпа. Бұл мақала жазық кернеулі күйдегі серпімді жүйелердің құрылымдарының сенімділігін анықтау мәселелеріне арналған. Дегенмен, есептеу әдістерін әзірлеу кезінде серпімді және штангалық жүйелердің сенімділігі ескеріледі. Демек, заман талабына сай жетілдірілді. Тапсырманы шешуде сенімділік пен ұзақ мерзімді өнімділікті қамтамасыз ететін конструкторлық параметрлер мен технологиялық шешімдерді таңдау маңызды. Конструкциялардың механизмдері мен штангалық жүйелерін есептеу кезінде иілу және айналу моменттері өзара байланысты. Кернеу күйінің қалыпты құрамдастарынан есептелген кернеу де қалыпты. Иілу және айналым кездердері бір күш коэффициентімен қосылады, яғни олар қатаң корреляцияланады және олардың қатынасы тұрақты және мұнда кездейсоқ шаманың динамикасы белгілі таралу заңымен анықталады. Егер жұмыс кернеуі асимметриялық цикл кезінде өзгерсе, оның орнына эквивалентті симметрия циклінде көрсетілген амплитудаларды қолданамыз. Жазық кернеу күйіндегі серпімді жүйелердің құрылымдарының сенімділігі анықталып, динамикасы берілген.

Түйінді сөздер. Конструкциясы, сенімділігі, штангалық жүйелер, шекті кернеу, шекті күй, шаршау, қызмет ету мерзімі, интеграл, таралу теориясы, төзімділік шегі, ықтималдық.

Кіріспе.

Жазық кернеуленген күй бойынша серпімді жүйелі конструкциялардың сенімділігін анықтауда, серпімді жүйелердің сенімділігін есептеу әдістерін дамыту және әрі қарай жетілдіру қазіргі заманның қажеттігі. Мәселені шешу сенімділік пен ұзақ уақыт жұмыс жасаудың белгіленген көрсеткіштерін қамтамасыз ететін конструктивті параметрлер мен технологиялық шешімдерді таңдау, ғылыми негізделуге жол ашады және үлкен тәжірибелік маңызы бар өзекті ғылыми мәселе болып табылады. Шектік жағдай бойынша конструкция сенімділігін есептеу есебін қарастырамыз. Конструкцияның тоқтамай жұмыс жасау ықтималдығын біз сенімділік деп түсінеміз, бұл жағдайда орнатылған уақыт аралығында берілген пайдалануға беру шарттарында есептік кернеу S шектік кернеуден R аспау ықтималдығы анықталады.

Материалдар мен тәсілдер.

Енді жазық кернеулі күй жағдайын нормаль кернеу σ және жанама кернеумен τ қарастырамыз. Мұндай кернеулі жағдайға көптеген машина бөлшектерінің есебі жатады, мысалы біліктің бұралуы мен иілуінің бірігуі. Бұл жағдайда қауіпті қимадағы есептік кернеу үшінші беріктік теориясы бойынша мынаған тең болады:

$$S = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}. \quad (1)$$

Бұл өрнекті иіліп бұралуда мына түрде $S = M_p / W$ қайтадан жазуға болады, мұнда есептік момент

$$M_p = \sqrt{M_u^2 + M_K^2}; \quad (2)$$

редуктор біліктерін есептеген кезде иілу M_u және бұрау M_K моменттері бір күштік фактормен байланысқан, яғни олар қатаң коррелирленген. Онда олардың қатынастары:

$$\lambda = M_K / M_u$$

тұрақты және

$$M_p = M(1 + \lambda^2)^{1/2},$$

мұндағы M – белгілі таралу заңымен кездейсоқ шама. Бұл жағдайда кернеудің таралу заңы M шамасының таралу заңымен сәйкес келеді, ал математикалық үміт пен дисперсия мына өрнектер бойынша анықталады:

$$m_S = m_M(1 + \lambda^2)^{1/2} / W; \quad \sigma_S = \sigma_M(1 + \lambda^2)^{1/2} / W.$$

Енді M_K және M_u тәуелсіз кездейсоқ шамалар болсын. Олар сонымен қатар оң және теріс болуы мүмкін, сондықтан олар үшін қалыпты таралу заңын қабылдаймыз. Алғашында олардың дисперсиялары мынаған тең болады делік $\sigma_u = \sigma_K = \sigma$. Есептік моменттің ықтималдық тығыздығын табамыз.

Моменттердің біріккен ықтималдық тығыздықтары мынаған тең:

$$f(M_u, M_K) = f(M_u)f(M_K) = \frac{1}{2\pi\sigma^2} \exp\left[-\frac{(M_u - m_u)^2 + (M_K - m_K)^2}{2\sigma^2}\right].$$

M_K және M_u айнымалыларынан жаңа M_p және φ айнымалыларына көшеміз:

$$M_u = M_p \cos \varphi, \quad M_K = M_p \sin \varphi.$$

Мұнда φ - дің мүмкін мәндерін $(-\pi, \pi)$ аралығында орналасқан деп болжаймыз. Бұл түрлендірудің Якобианы мынаған тең:

$$I = \left| \frac{\partial M_u / \partial M_p}{\partial M_K / \partial M_p} \frac{\partial M_u / \partial \varphi}{\partial M_K / \partial \varphi} \right| = \left| \frac{\cos \varphi}{\sin \varphi} \frac{-M_p \sin \varphi}{M_p \cos \varphi} \right| = M_p.$$

Енді ықтималдықтарды түрлендіруді формуласы бойынша аламыз

$$f(M_p, \varphi) = \frac{M_p}{2\pi\sigma^2} \exp\left[-\frac{M_p^2 - 2M_p(m_u \cos \varphi + m_K \sin \varphi) + (m_u^2 + m_K^2)}{2\sigma^2}\right].$$

Белгілеулерді енгізе отырып

$$m_u \cos \varphi + m_K \sin \varphi = m \cos(\varphi - \psi),$$

мұндағы $m = \sqrt{m_u^2 + m_K^2}$, $\operatorname{tg} \psi = m_K / m_u$, ақырғы формуланы қайта жазамыз

$$f(M_p, \varphi) = \frac{M_p}{2\pi\sigma^2} \exp \left[-\frac{M_p^2 - 2M_p m \cos(\varphi - \psi) + m^2}{2\sigma^2} \right].$$

Бұл өрнекті φ - дің барлық мүмкін мәндерінде интегралдай отырып, есептік моменттің таралу тығыздығын аламыз

$$f(M_p) = \frac{M_p}{2\pi\sigma^2} \exp \left[-\frac{M_p^2 + m^2}{2\sigma^2} \right] \int_{-\pi}^{\pi} \exp [M_p m \cos(\varphi - \psi) / \sigma^2] d\varphi.$$

$$I_0(x) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} e^{x \cos(\varphi - \psi)} d\varphi.$$

Ескере отырып, нөлдік тәртіпті Бессель функциясының жорамал аргументінен, соңында алатынымыз

$$f(M_p) = \frac{M_p}{\sigma^2} \exp \left[-\frac{M_p^2 + m^2}{2\sigma^2} \right] I_0(mM_p / \sigma^2). \quad (3)$$

Бұл таралу Райс заңы деп аталады немесе Релейдің жалпылау заңы болып табылады. Сонымен Бесселл функциясының аргументі $z = mM_p / \sigma^2 \gg 1$ болса, онда келесі қатарға жіктеу әділ болады

$$I_n(z) = \frac{e^z}{\sqrt{2\pi z}} \left(1 + \frac{1 - 4n^2}{8z} \dots \right). \quad (4)$$

Онда

$$f(M_p) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma} \sqrt{\frac{M_p}{m}} \exp \left[-\frac{(M_p - m)^2}{2\sigma^2} \right]. \quad (5)$$

Егер $m \gg \sigma$ болса, онда M_p - ның ықтималдық мәндері m - нің маңайында топталады, яғни жуық түрде былай қоюға болады $\sqrt{M_p / m} \approx 1$. Сондықтан, есептеу моментінің ықтималдық тығыздығы жуық шамамен нормаль болады.

(3) таралуының алғашқы моменттерін табамыз. Арнайы функциялардың теориялары [1] бойынша мынаған ие боламыз:

$$\langle M_p^n \rangle = \int_0^\infty M_p^n f(M_p) dM_p = (2\sigma^2)^{n/2} \Gamma(1 + n/2) M(-n/2, 1, -d^2/2),$$

мұндағы $d = m/\sigma$, $M(a, b, x)$ – өзгеше гипергеометрикалық функция. $n = 0$ кезінде $M(0, a, x) = 1$, сондықтан (3) таралуы үшін нормаль шарт орындалады. Айналдырылған гипергеометриялық функциялармен және Бессель функцияларының араларындағы байланыстарын есепке ала отырып [2] табамыз:

$$\langle M_p \rangle = m_p = \sigma \sqrt{\pi/2} e^{-d^2/4} \left[(1 + d^2/2) I_0(d^2/4) + 0,5 d^2 I_1(d^2/4) \right],$$

$$\sigma_p^2 = \langle M_p^2 \rangle - m_p^2 = \sigma^2 (2 + d^2) - m_p^2. \quad (6)$$

Егер (4) жіктелуін пайдалансақ, онда

$$m_p = m(1 + 1/2d^2), \quad \sigma_p = \sigma. \quad (7)$$

(5) таралуы үшін осындай талдау жүргіземіз

$$\langle M_p^n \rangle = \frac{e^{-d^2/2}}{\sqrt{2\pi d}} \sigma^n \int_0^\infty z^{n+1/2} \exp(-z^2/2 + d \cdot z) dz,$$

мұндағы $z = M_p / \sigma$. Әрі қарай интегралды пайдалана отырып, мынаны табамыз:

$$\langle M_p^n \rangle = \frac{e^{-d^2/4} \sigma^n}{\sqrt{2\pi d}} \Gamma(n+3/2) U(n+1, -d) = \sqrt{\pi/2d} e^{-d^2/4} \sigma^n V(n+1, d),$$

мұндағы $U(a, x)$, $V(a, x)$ –параболалы цилиндрдің функциялары [3] жіктелуін пайдалана отырып

$$V(a, x) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} e^{x^2/4} x^{a-1/2} \left[1 + \frac{(a-1/2)(a-3/2)}{2x^2} + \dots \right],$$

аламыз $\langle M_p^0 \rangle = \int_0^\infty f(M_p) dM_p = 1$ - нормалық шарт;

$$m_p = m(1 + 3/8d^2), \quad \sigma_p = \sigma\sqrt{9/8} = 1,06\sigma. \quad (8)$$

Қалыпты заң үшін мынаны байқаймыз $m_p = m, \quad \sigma_p = \sigma$.

(7) және (8) жуықталған формулаларын (6) дәл нәтижелерімен салыстырамыз.

$$k_u = \sigma / m_u = 0,16, \quad k_K = \sigma / m_K = 0,2.$$

Онда $d = \sqrt{k_u^{-2} + k_K^{-2}} = 8$.

(6)-ші формула бойынша алатынымыз $m_p = 1,0075m, \quad \sigma_p = 1,012\sigma$.

(7)-ші формула бойынша алатынымыз $m_p = 1,0078m, \quad \sigma_p = \sigma$,

ал (8) - ші формула мынаны береді $m_p = 1,006m, \quad \sigma_p = 1,06\sigma$.

Осы барлық нәтижелер дәлдікке жақын, ал (3) таралуының дәл қалыпты заңға ауыстырылуы 0,75% орташа мәндерімен және 1,2% дисперсия бойынша ауытқу береді. Сондықтан да әрі қарайғы есептеулерді жүргізу кезінде есептеу моментінің таралу тығыздығын нормаль деп есептеуге болады.

Бұл жағдайда есептеу кернеуінің ықтималдық сипаттамалары мынаған тең болады:

$$m_s = m_p / W = \sqrt{m_u^2 + m_K^2} / W; \quad \sigma_s = \sigma / W, \quad (9)$$

ал есептеу кернеуінің кез – келген R деңгейінен шамадан аспау ықтималдығы былай анықталады

$$P = \Phi[(m_R - m_s) / \sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_R^2}]. \quad (10)$$

(1) өрнегі есептеу кернеуі үшін кездейсоқ емес кернеулік күй компоненті иіліп бұралу кезіндегі көлденең аудандардағы ең үлкен жанама кернеулер теңдігінің шартынан және эквивалент кернеулердің қарапайым созылуы кезінде алынған. Кездейсоқ кернеулік күй компоненттері үшін жалпы жағдайда ең үлкен кернеу түсінігі мағынасын жоғалтады, сонымен қатар беріктік шарты түсінігі де мағынасын жоғалтады. Бұл түсініктер

ықтималдық мағынаға ие болуы керек. Қауіпті аудандардың орналасуы конструкция сенімділігінің минимум шарты пластикалық немесе бұзылу критерийін таңдаудан анықталуы керек. Бұл өте қиын есеп және аудандардың орналасуын іздеумен жуық ауысуы мүмкін, оларда математикалық үміт пен дисперсия немесе қандай да бір есептеу кернеуінің ықтималдық өлшемі ең үлкен болады.

Жалпы жағдайларда материал қарсыласуы аудандарда тік және жанама кернеулерді есептеумен анықталады. Онда қаралатын аудандағы есептеу кернеуін былай жазуға болады:

$$S = (2 - \lambda) \sigma_{\alpha} + 2(\lambda - 1) \tau_{\alpha}, \quad (11)$$

мұндағы σ_{α} , τ_{α} - көлбеу аудандардағы кернеулер; λ - тік және жанама кернеулердегі материалдың сезімталдық коэффициенті. Бұл коэффициент шектік тік және жанама кернеулер қатынасына тең болып алынады.

Сонымен, ағу шегі бойынша есептеуде $\lambda = \sigma_T / \tau_T$. Идеал пластикалық материалдар үшін $\lambda=2$, ал идеал морт материалдар үшін $\lambda=1$ - ге тең. Бірінші жағдайда материалдың беріктіктігі тек қана жанама кернеулермен анықталады, ал екіншіде - тік кернеумен анықталады.

Иіліп бұралу кезінде

$$\sigma_{\alpha} = (1 + \cos 2\alpha) \sigma / 2 - \tau \sin 2\alpha, \quad \tau_{\alpha} = 0,5\sigma \sin 2\alpha + \tau \cos 2\alpha. \quad (12)$$

Онда есептік кернеуі мынаған тең болады:

$$S = A\sigma + B\tau, \quad (13)$$

мұндағы

$$A = 0,5(2 - \lambda)(1 + \cos 2\alpha) + (\lambda - 1)\sin 2\alpha; \quad B = 2(\lambda - 1)\cos 2\alpha - (2 - \lambda)\sin 2\alpha.$$

Есептік кернеудің математикалық үміті мен дисперсиясы

$$m_S = Am_{\sigma} + Bm_{\tau}, \quad \sigma_S^2 = A^2 D_{\sigma} + B^2 D_{\tau},$$

Кернеулік күйдің нормаль компоненттерінен есептік кернеу де қалыпты болады. Онда сенімділік $H = \Phi(t)$, мұнда

$$t = \left[(m_R - m_S) / \sqrt{\sigma_S^2 + \sigma_R^2} \right]. \quad (14)$$

Сонымен ықтималдық интегралы монотонды өсетін функция болып табылса, онда сенімділіктің минимум шарты қалыпты таралудың квантиль шартына пара-пар келеді. (14) - ті α бұрышы бойынша минимумдай отырып, қауіпті аудандардың орналасуын және есептік кернеуінің ықтималдық сипаттамаларын табамыз.

Бұл ойды идеал пластикалық материалдар үшін үлестіреміз. Бұл жағдайда

$$S = \sigma \sin 2\alpha + 2\tau \cos 2\alpha; \\ m_S = m_{\sigma} \sin 2\alpha + 2m_{\tau} \cos 2\alpha; \quad \sigma_S^2 = D_{\sigma} \sin^2 2\alpha + 4D_{\tau} \cos^2 2\alpha. \quad (15)$$

Енді мына шарттан $dt/d\alpha = 0$ келесі теңдеуді аламыз:

$$x^4 + ax^3 + bx^2 + ax + a^2/4 = 0, \quad (16)$$

$$\text{мұндағы } x = \tan 2\alpha, \quad a = -\frac{m_{\sigma}(4D_{\tau} + D_R)}{m_{\tau}(D_{\sigma} + D_R)}, \quad b = 1 + a^2/4 - d^2, \quad d = \frac{m_R(D_{\sigma} - 4D_{\tau})}{2m_{\tau}(D_{\sigma} + D_R)}.$$

Бұл теңдеудің түбірі, сенімділікті минимумдайды, оны $C = \operatorname{tg} 2\alpha_0$ арқылы белгілейміз. Онда (15) арақатынасын тригонометриялық түрлендіруден кейін аламыз:

$$m_s = (Cm_\sigma + 2m_\tau)/(1+C^2)^{1/2}, \quad \sigma_s^2 = (C^2 D_\sigma + 4D_\tau)/(1+C^2). \quad (17)$$

Сонымен, есептік кернеуінің ықтималдық сипаттамалары шектік кернеуге тәуелді болады. Бұл орналасу ережелері беріктік пен сенімділік бағалары кезінде қисынды, бірақ та нүктедегі кернеулік күйді талдауда қолайлы емес.

Нәтижелер және талқылау.

Енді есептік кернеуінің ықтималдық сипаттамаларын неғұрлым қарапайым анықтауларының жуықтау мүмкіндіктерін қарастырамыз. Иіліп бұралу кезінде

$$m_\sigma = m_u / W, \quad m_\tau = m_K / 2W, \quad D_\sigma = \sigma_u^2 / W^2, \quad D_\tau = \sigma_K^2 / 4W^2, \quad (18)$$

мұндағы m_u , m_K , σ_u^2 , σ_K^2 – иілу және бұрау моменттеріндегі математикалық үміт пен дисперсия. (18) өрнегінен шығатыны, алдында қаралған $\sigma_u = \sigma_K = \sigma$ жағдайлар $D_\sigma = 4D_\tau$ жағдайына сәйкес келеді. Сонда есептік кернеуінің дисперсиясы α бұрышына байланысты емес және σ - ға тең. Бұл жағдайда, яғни математикалық үмітінің ең үлкен болған кезінде есептеу кернеуі ең үлкен болады. Бұл аудандардың орналасуын анықтаймыз. $dm_s/d\alpha = 0$ шартынан мыналар шығады

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = m_\sigma / 2m_\tau.$$

Осы аудандағы есептік кернеудің ықтималдық сипаттамалары

$$\sigma_s = \sigma / W, \quad m_s = \sqrt{m_\sigma^2 + 4m_\tau^2}. \quad (19)$$

Көріп отырғанымыздай, ақырғы өрнек (3) – шы формуланың ықтималдық ұқсастығы болып табылады, ал кернеудің ықтималдық сипаттамалары (9) – дың арақатынасына сәйкес келеді. $D_\sigma = 4D_\tau$ шартынан (16) теңдеуіне

$$a = -m_\sigma / m_\tau, \quad d = 0$$

және ол мынадай шешімге ие $x = c = m_\sigma / 2m_\tau$, бұны (16) - шы теңдеуге алмастырғанда көз жеткізуге болады. Онда есептік кернеудің ықтималдық сипаттамалары үшін барлық үш әдістер де сәйкес келеді ((9), (17), (19) арақатынастары). Бұл алғашқы (11) гипотезасының дұрыстығын есептеу кернеуінің жазық кернеулік жағдай үшін жанама түрде дәлелдейді.

(10) және (12) өрнектерінің дәлдігінен мынаны күтуге болады, иіліп бұралу кезіндегі математикалық үміттің ең үлкен шартынан берілетін нәтижелер, олар кернеу компоненттерінің кез келген дисперсиялары үшін және сенімділіктің ең кіші шартына жақын. Сондықтан да есептеу кернеуінің ықтималдық сипаттамасын анықтаудағы сенімділіктің кіші шартының орнына жуық шарт ұсынуға болады, бірақ математикалық үміттің ең үлкенінің қарапайымы.

Кез келген дисперсияларда кернеулер компоненті арақатынасынан жалпы түрде қайтадан былай жазылады

$$m_s = \sqrt{m_\sigma^2 + 4m_\tau^2} = \sqrt{m_u^2 + m_K^2} / W = m / W;$$
$$\sigma_s = \sqrt{D_\sigma m_\sigma^2 + 16m_\tau^2 D_\tau} / m_s = \sqrt{\sigma_u^2 m_u^2 + \sigma_K^2 m_K^2} / mW. \quad (20)$$

Бұл арақатынастардың жуық нәтижелерімен дәл келетінін байқаймыз, олар (1) немесе (2) өрнектерін Тейлор қатарына жіктеу жолымен алынған.

Жалпы жағдайда $dm_s/d\alpha = 0$ шартынан (13) – ті ескерумен аламыз:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = C = \frac{2(\lambda - 1)m_\sigma - 2(2 - \lambda)m_\tau}{(2 - \lambda)m_\sigma + 4(\lambda - 1)m_\tau}.$$

Онда (13) бойынша

$$B = [2(\lambda - 1) - (2 - \lambda)C] / \sqrt{1 + C^2}, \quad A = [(2 - \lambda)(1 + \sqrt{1 + C^2}) / 2 + C(\lambda - 1)] / \sqrt{1 + C^2}.$$

Осыдан $\lambda = 2$ бойынша (20) өрнегін аламыз.

Қортынды.

Шектік жағдай бойынша конструкция элементтерінің, машина бөлшектерінің, құрылым бөлшектерінің және стержендік жүйелерінің тоқтамай жұмыс істеу ықтималдықтарын анықтау үшін жалпы тәуелділіктер келтірілді. Есептік және шектік кернеулердің әртүрлі жиі кездесетін таралу заңдарының сәйкестігі бойынша сенімділігін анықтау үшін формулалар қарастырылды. Қажу бұзылуының статистикалық заңдылығы негізінде қажу бұзылуының сенімділігін анықтау үшін формулалар алынды. Жазық кернеуленген күй бойынша серпімді және стержендік жүйелердің сенімділігін есептеу әдісі негізделді және заман талаптарына сай жетілдірілді.

ӘДЕБИЕТТЕР

- [1] Бакиров Ж.Б., Танирбергенова А.А. Параметрлері кездейсоқ өзгеретін кернеулердің ықтималдық сипаттамаларын анықтау//Вестник КарГУ. Серия Математика. – 2007. – №2. – С. 91 – 94.
- [2] Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и строительных конструкций – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.
- [3] Бейтмен Г., Эрдейн А. Высшие трансцендентные функций – М.: Наука, 1965. – Т.2. – 294 с; 1974. – Т.1. – 295 с.
- [4] Бакиров Ж.Б., Танирбергенова А.А. Иіліп бұралудағы құрылғы сенімділігін есептеу//Труды КарГТУ. – 2009. – №3. – С. 53 – 56.
- [5] Снарскис Б.Н. О связи метода оптимальных расчетных значений с методикой предельных состояний//В кн.: Проблемы надежности в строительном проектировании. – Свердловск, 1972.
- [6] Исследования напряженно-деформированного состояния трубопроводов: учебное пособие/сост. А.Л. Саруев, А.В. Рудаченко. Томский политехнический университет.-3-е изд. Доп.-Томск: Изд-во Томский политехнический университет, 2021.- 146 с.

REFERENCES*

- [1] Bakirov Zh.B., Tanirbergenova A.A. Parametrleri kezdejsok ozgeretin kerneulerdin yqtimaldyk sipattamalaryn anyktau//Vestnik KarGU. Serija Matematika. – 2007. – №2. – S. 91 – 94.
- [2] Bolotin V.V. Prognozirovaniye resursa mashin i stroitel'nyh konstrukcij – M.: Mashinostroenie, 1984. – 312 s.
- [3] Bejtmn G., Jerdejn A. Vysshie transcendentnye funkciy – M.: Nauka, 1965. - T.2. – 294 s; 1974. – T.1. – 295 s.
- [4] Bakirov Zh.B., Tanirbergenova A.A. Iilip byraludary qyrylgy senimdiligin esep-teu//Trudy KarGTU. – 2009. – №3. – S. 53 – 56.
- [5] Snarskis B.N. O svyazi metoda optimal'nyh raschetnyh znachenij s metodikoj predel'nyh sostojanij//V kn.: Problemy nadezhnosti v stroitel'nom proektirovanii. – Sverdlovsk, 1972.

[6] Issledovaniya naprjazhenno-deformirovannogo sostojaniya trudoprovodov: uchebnoe posobie/sost. A.L. Saruev, A.V. Rudacheneko. Tomskij politehnicheskij universitet.-3-e izd. Dop.-Tomsk: Izd-vo Tomskij politehnicheskij universitet, 2021.-146 s.

Anar Tanirbergenova, candidate of technical sciences, associate professor, Satbayev University, Almaty, Kazakhstan, 1957.anar_tanir@mail.ru

Perizat Aitmukhanova, candidate of technical sciences, associate professor, Satbayev University, Almaty, Kazakhstan, aitmukhanova-perizat@mail.ru

Adil Aitmukhanov, candidate of medical sciences, docent, Al-Farabi Kazakh National University, Almaty, Kazakhstan adil@mail.ru

Klara Kudabayeva, candidate of pedagogical sciences, docent, Abai Kazakh National Pedagogical University, Almaty, Kazakhstan, klara-kudabayeva@mail.ru

DETERMINATION OF THE RELIABILITY OF STRUCTURES OF ELASTIC SYSTEMS IN A PLANE STRESSED STATE

Abstract. This article is devoted to the problems of determining the reliability of structures of elastic systems in a state of a plane stress state. However, when developing calculation methods, the reliability of elastic and rod systems is taken into account. Therefore, it has been improved in accordance with the requirements of the times. It is important to choose design parameters and technological solutions that ensure reliability and long-term performance in solving the task. When calculating mechanisms and rod systems of structures, bending and torque moments are correlated. Of the normal components of the stress state, the calculated stress is also normal. The bending and torque moments are connected by a single force coefficient, that is, they are strictly correlated and their ratios are constant, and here the dynamics of a random variable is determined by a known distribution law. If the operating voltage changes during an asymmetric cycle, then I will use the amplitudes specified in the equivalent symmetry cycle instead. The reliability of the structures of elastic systems in a plane stress state is determined and the dynamics is given.

Keywords. Design, reliability, rod systems, limit stress, limit state, fatigue, service life, integral, distribution theory, endurance limit, probability.

Анар Танирбергенова, к.т.н., ассоциированный профессор, Satbayev University, Алматы, Казахстан, 1957.anar_tanir@mail.ru

Перизат Айтмуханова, к.т.н., ассоциированный профессор, Satbayev University, Алматы, Казахстан, aitmukhanova-perizat@mail.ru

Адил Айтмуханов, к.м.н., доцент, Казахский национальный университет имени аль-Фараби, Алматы, Казахстан, adil@mail.ru

Клара Кудабаяева, к.п.н., доцент, Казахский национальный педагогический университет имени Абая, Алматы, Казахстан, klara-kudabayeva@mail.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ УПРУГИХ СИСТЕМ В ПЛОСКОНАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ

Аннотация. Данная статья посвящена проблемам определения надежности конструкций упругих систем в состоянии плоского напряженного состояния. Однако при разработке методов расчета учитывается надежность упругих и стержневых систем.

Поэтому он был улучшен в соответствии с требованиями времени. Важно выбрать конструктивные параметры и технологические решения, обеспечивающие надежность и длительную работоспособность при решении поставленной задачи. При расчете механизмов и стержневых систем конструкций соотносят изгибающие и крутящие моменты. Из нормальных составляющих напряженного состояния нормальным является и расчетное напряжение. Изгибающий и крутящий моменты связаны единым силовым коэффициентом, то есть строго коррелированы и их отношения постоянны, и здесь - динамика случайной величины определяется известным законом распределения. Если рабочее напряжение изменяется в течение асимметричного цикла, то вместо этого я буду использовать амплитуды, указанные в эквивалентном цикле симметрии. Определена надежность конструкций упругих систем в плоском напряженном состоянии и приведена динамика.

Ключевые слова. Конструкция, надежность, стержневые системы, предельное напряжение, предельное состояние, усталость, срок службы, интеграл, теория распределения, предел выносливости, вероятность.
