

**ԿԱՐԴԱՆԱՅԻՆ, ԿԱՆՈՑԻ ՈՐՊԵՍ ԿՈՂՄԵՐՈՇԽՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ
ՕԳՏԱԳՈՐԾՄԱՆ ՄԻ ԴԵՊՔԻ ՄԱՍԻՆ**

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Աշխատանքը նվիրված է ոպտիկական և դիրոսկոպիչ սարքերի եռառանցք կողմնորոշման համար նախատեսված երեք ազատության աստիճան ունեցող կարգանային մեխանիզմի կինեմատիկական վերլուծությանը: Առաջարկվող մեխանիզմի կինեմատիկական սխեման ապահովում է նրանում ոգտագործվող բոլոր շարժարեքներին և չափի: միջոցների անշարժ կերպով հեռառանի վրա տեղադրելու հնարավորություն, որը նպաստում է նրա դինամիկական բևեռացրի լավագույնը և սարքի հուսալիության բարձրացմանը:

Մեխանիզմի կինեմատիկական վերլուծությունը կատարված է վեկտորական երկրաչափության կիրառմամբ: Դիտարկվող մեխանիզմի ելքի ողակի տարածական կողմնորոշումը նկարագրելու համար դուրս են բերված բնդանաչված ֆուկցիոնալ կապեր, որոնցից որպես մասնավոր դեպքեր ստացված են համապատասխան արտահայտություններ երկառանցք երկակի և սովորական կարգանային մեխանիզմների համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Ишлинский А. Ю. Гиростабилизаторные системы. — М.: Наука, 1970. — 332 с.
2. Астронавигационные системы // Изв. РАН. Б. К. Гиростабилизаторы. — М.: Машиностроение, 1977. — 236 с.
3. Каримов В. Д., Левинский Н. П., Сиренко Ю. Л. Системы двухкоординатного пятизвучного генератора функции одного переменного по отношению к заданному приближению // Математическое моделирование. — 1975. — № 4. — С. 12—15.
4. А. № 1312287 СССР, МКН F 16 H 21/30 Механизм управления координатных перемещений // Ю. А. Едигарян (СССР). — № 3907274/25, Заявл. 19.04.45; Опубл. 23.05.87; Бюл. № 19. — 3 с.
5. Лиска Л. Двухстепенной силой прибор для точного управления ориентацией // Ракетная техника и космонавтика. — 1978. — № 3. — С. 191—194.

Изд. АН АрмССР (сер. ТН), т. XL, № 6, 1987

МАШИНОСТРОЕНИЕ

М. Г. СТАКЯН, Л. Г. ОГАНЕСЯН, Н. С. ИСАХАНЫ

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМА НАГРУЖЕНИЯ
ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ**

Изучение сопротивления усталости соединений типа «вал—ступица» при переменном сложно-напряженном состоянии представляет определенный интерес, т. к. в большинстве случаев в опасном сечении этих тяжело нагруженных сборочных единиц в зависимости от харак-

тери изменения параметров режима нагружения возникает напряженное состояние с разнообразными вариантами сочетаний переменных и постоянных составляющих напряжений. В [1, 2] дан анализ видов напряженных состояний и показано, что для валов передаточных механизмов при регулярном режиме нагружения наиболее характерным является комбинированное действие циклического изгиба и статического кручения ($\pm \sigma, \tau$). Предложено отношение касательных и нормальных напряжений $\frac{\tau}{\sigma}$, которое обладает рядом свойств и может стать критерием для оценки переменного сложно-напряженного состояния.

Анализ значений $\frac{\tau}{\sigma}$ для гладких валов показал, что фактор сгруппирования их по признаку расположения валов в кинематической цепи машины оказывает неслучайное и значимое влияние на $\frac{\tau}{\sigma}$, поэтому для проведения испытаний на усталость при ($\pm \sigma, \tau$) необходимо определить интервальные значения $\frac{\tau}{\sigma}$, характерные для быстроходных (Б), промежуточных (П) и тихоходных (Т) валов передаточных механизмов, часто применяемых в машиностроении (зубчатые передачи стандартных и нормализованных редукторов, коробок скоростей и др.).

Из-за непропорциональной концентрации и разному характеру изменения компонентов напряжений отношение $\frac{\tau}{\sigma}$ в зоне концентратора варьирует [2] и поэтому в каждом конкретном случае изучением напряженного состояния возле концентратора и анализом характера излома деталей определяют опасное сечение, для которого и вычисляют скорректированное отношение $\frac{\tau}{\sigma}$. Данная задача решена при действии единичных концентраторов напряжений [2], но наибольший интерес представляет изменение $\frac{\tau}{\sigma}$ для соединений типа «вал—ступица», которые наиболее подвержены усталостным разрушениям из-за комплексного воздействия нескольких повреждающих факторов: совместного действия изгиба и кручения; фреттинг-коррозии от продольных и тангенциальных микросмещений в контакте; концентрации нагрузки по контактной линии; вариации натяга в соединении и др.

Рассмотрен интервал диаметров валов шпоночных соединений $d = 15 - 110$ мм ($b \times h = 6 \times 6 - 28 \times 16$ мм²) с относительными размерами ступиц $\frac{D_{ст}}{d} = 1,5 - 1,6$, $\frac{l_{ст}}{d} = 1,3 - 1,5$, посадками валов $\frac{H7}{j6}$,

$\frac{H7}{k6}$, $\frac{H7}{n6}$ ($\delta_{ср} = -12,5 - 16,5$ мкм) и шпонок $\frac{H9}{h9}$, $\frac{N9}{h9}$, $\frac{P9}{h9}$ ($\delta_{ср} = -52 - 43$ мкм), со шпоночными канавками, выполненными стандартной шпоночной пальцевой фрезой, без применения конструктивных способов разгрузки подступичной части соединения (разгру-

жающие проточки, поднутрения, специальные фаски и ступицы переменной жесткости).

При изгибе вала со шпоночной канавкой максимальные напряжения действуют в точке А на контуре вала (рис. 1 — $\alpha_{\tau, A} = \frac{\sigma_{1 \max}}{\sigma} \approx \approx 1,7$), их значения не зависят от $\frac{r}{d}$ и $\frac{t_1}{d}$ [3], а в точке В продольного сечения канавки I—I при $\frac{r}{d} = 0,015 - 0,025$ коэффициент концентрации напряжений меняется в пределах $\alpha_{\sigma, B} = 2,4 - 2,05$. При кручении вала в точках А': $\tau_{A' \max} = \frac{\sigma_{A' \max}}{2}$, эти напряжения действуют на площадках под углом 45° друг к другу, а концентрация напряжений составляет: $\alpha_{\sigma, A'} = \frac{\sigma_{A' \max}}{\sigma} \approx 3,4$, $\alpha_{\tau, A'} = \frac{\tau_{A' \max}}{\tau}$. В поперечном сечении канавки II-II в точках В': $\tau_{B' \max} = \tau_{B' \max}$ и при том же интервале $\frac{r}{d} = \alpha_{\sigma, B'} = \alpha_{\tau, B'} = 2,8 - 2,5$ [3]. При этом контурные напряжения меняются по серповидным кривым, которых в первом приближении, согласно положениям теории упругости можно описать косинусоидальным законом.

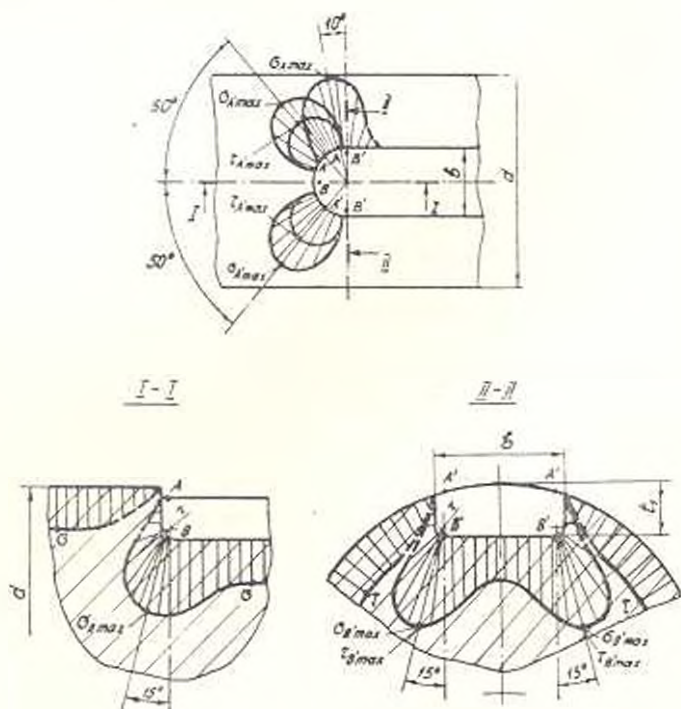


Рис. 1. Распределение напряжений возле шпоночной канавки

Несмотря на высокую концентрацию напряжений по дну канавки, многочисленные эксплуатационные разрушения [4] и испытания на усталость шпоночных соединений [5] свидетельствуют о том, что под комплексным воздействием повреждающих факторов усталостные трещины возникают и развиваются в зонах А и С контакта (рис. 2а), а чаще всего — на поверхности вала, в переходе криволинейного участка канавки в прямолинейный (точка А — рис. 2б). Направление развития трещины зависит от характера сложно-напряженного состояния — если переменными являются нормальные напряжения, трещины развиваются почти перпендикулярно к продольной оси ($\alpha = 0-10^\circ$), а при переменных $\tau - \alpha = 45^\circ-50^\circ$ и указанные случаи являются граничными. На рипных этапах периодического нагружения повреждения возникают от фреттинг-коррозии и нормальных напряжений, а затем под действием касательных напряжений развиваются углубы.

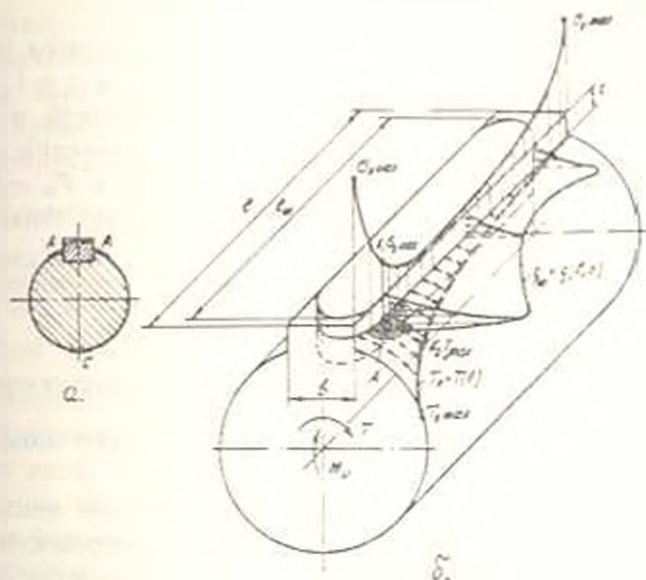


Рис. 2. Учет влияния напессовки и вращающего момента.

Напрессовка и комбинированное действие изгиба с кручением приводят к перераспределению напряжений в соединении. В общем случае, с учетом совместности контактных и объемных деформаций элементов соединения давление p по контакту l распределяется неравномерно, а вид кривой $p = f_1(l)$ зависит от конструктивных и технологических факторов, способа сборки и характера изменения натяга δ в контакте. Для рассмотренного интервала размеров, шероховатости контактирующих поверхностей $R_a = 1-1,25$ мкм и $\delta = \text{const}$ концентрация контактного давления достигает $\sigma_z = \frac{p_{\max}}{p} = 3,5$ [6]. Наложение изгибающего момента вызывает по краям контакта концентрацию сжимающих напряжений, которая при соотношении $\frac{\sigma}{p} = 1-1,4$ равна $\sigma_{\max} = 1,9-2$ [3].

Распределение вращающего момента в прессово-шпоночном соединении носит сложный характер [4] и является статически неопределимой задачей. При нагружении соединения возрастающим моментом в начальный период нагрузка воспринимается силами трения переменной интенсивности, вызывающими упругие тангенциальные перемещения в контакте. По мере возрастания нагрузки со стороны подвода вращающего момента упругие перемещения переходят к проскальзыванию и при распространении их по всей длине контакта будет исчерпана негущая способность прессовой посадки, после чего оставшаяся часть нагрузки воспринимается рабочей гранью шпонки. Согласно экспериментам [4], для принятого интервала размеров и наиболее часто используемых посадок распределение вращающего момента между посадкой и шпонкой можно представить в виде:

$$T = T_n + T_m, \quad T_n = \beta T, \quad T_m = \gamma T, \quad (1)$$

где коэффициенты β и γ по мере уменьшения величины натяга принимают значения: $\beta = 0,8 - 0,2$, $\gamma = 0,2 - 0,8$, а $\beta + \gamma = 1$ (T_n , T_m — доли вращающего момента, воспринимаемые посадкой и шпонкой).

По длине контакта значения T_n , T_m также переменны и с учетом совместности деформаций зависимости $T_n = f_2(l)$ и $T_m = f_3(l)$ носят характер гиперболических функций (рис. 26) [4, 6]. Анализ данных [4, 6] показывает, что в начале контакта, со стороны подвода момента концентрация нагрузки составляет: $k_n = \frac{T_{n\max}}{T_n} = 2 - 2,1$, $k_m =$

$= \frac{T_{m\max}}{T_m} = 1,6 - 1,65$, которая и вызывает соответствующие максимальные напряжения в микрообъемах, где действуют моменты $T_{n\max}$ и $T_{m\max}$.

Максимальные напряжения, вызванные тем или иным силовым фактором, возникают на различных участках поверхности контакта, что связано с конструктивными особенностями элементов соединения ($l_{с1} = l_m + 2 - 5$ мм, а рабочая длина шпонки $l_{ср} = l_0 - b$), поэтому необходимо определить долю каждого из них в общей напряженности опасного сечения, расположенного в зоне А (заштрихованная область на рис. 26), применением принципа суперпозиции:

$$\sigma_{\max} = \sigma' + \sigma'', \quad \tau_{\max} = \tau' + \tau'' + \tau''', \quad (2)$$

где: σ' и τ' , σ'' и τ'' , τ''' — составляющие, вызванные концентрацией напряжений возле шпоночной канавки, напрессовкой и концентрацией вращающего момента.

Приведем нормальные напряжения в точку А (рис. 1 и 26): $\sigma' = \sigma_{A\max} + \sigma_{A'\max} \cos 30^\circ$, $\sigma'' = -k_1 \tau_{n\max}$. Согласно [4], на относительном расстоянии $\frac{x}{l} = 0,06 - 0,165$ от начала контакта напряжение $\sigma_{n\max}$,

вызванное напрессовкой и наложенным изгибом, уменьшается на величину $k_1 = 0,72 - 0,48$.

Аналогично для касательных напряжений: $\tau' = \tau_{\text{Л max}} \cos 30^\circ$, $\tau'' = k_2 \tau_{\text{ш max}}$, $\tau''' = k_3 \tau_{\text{ш max}}$. Для указанного интервала $\frac{\tau}{\sigma}$, с учетом рекомендаций [4, 6]: $k_1 = 0,83 - 0,62$, $k_2 = 0,95 - 0,82$.

Окончательно, отношение касательных и нормальных напряжений для шпоночного соединения принимает вид:

$$\frac{\tau_{\text{max}}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{\tau}{\sigma} \cdot \frac{\sigma_{\tau \text{Л}} \cos 30^\circ + k_2 k_{\text{ш}} \tau + k_3 k_{\text{ш}} \tau}{\sigma_{\tau \text{Л}} + 0,5 \sigma_{\tau \text{Л}} \cos 30^\circ - k_2 \sigma_{\text{ш}}} = C \frac{\tau}{\sigma} \quad (3)$$

где τ и σ — номинальные значения напряжений для гладких валов. Формула (3) позволяет унифицировать расчетные операции при большом объеме выборки ($n = 590$), т. к. при известных значениях $\frac{\tau}{\sigma}$, определенных согласно методике [1], и диаметрах валов рассмотренных передаточных механизмов из справочников выбирают относительные геометрические параметры элементов соединения, по номограммам [3] и расчетным кривым [4, 6] определяют параметры, входящие в структуру корректирующего коэффициента C , и составляют вариационный ряд $\frac{\tau}{\sigma}$ для шпоночного соединения.

В [1] показано, что значения $\frac{\tau}{\sigma}$ носят случайный характер и для вероятностной оценки вариационных рядов $\frac{\tau}{\sigma}$ разработана программа вычислительных операций для комплексной проверки их нормальности распределения. В дальнейшем эта программа модифицирована [7] и в нее введены новые критерии оценки в их современной трактовке, расширены возможности графической проверки и введена подпрограмма для оптимизации критериальных оценок. Эта программа обладает универсальностью и может быть применена в различных областях научных исследований, независимо от характера и методики постановки эксперимента. Путем незначительной коррекции по ней можно проводить аналогичные оценки по логарифмически нормальному закону распределения или преобразовать вариационный ряд для приведения его к нормальному виду. На рис. 3 дана блок-схема модифицированной программы, а в табл. 1 представлены результаты вычислительных операций для промежуточных (П) и тихоходных (Т) валов редукторов (в связи с преимущественным исполнением быстроходных валов заодно с шестерней их вариационные ряды $\frac{\tau}{\sigma}$ не рассмотрены). Согласно данным табл. 1 (обозначения параметров и зависимости для их расчета подробно даны в [1]), с переходом к более нагруженным тихоходным валам медианные значения $\frac{\tau}{\sigma}$ растут, а показатели рассеяния v уменьшаются. В целом, параллельная проверка «нулевой гипотезы» по кри-

Таблица 1

Конст. вала	n	x̄	s	v, %	Проверка по критериям									Доверительные интервалы				
					λ		ω²		χ²			e₁	f	a		σ		
					λ	λ _α	ω²	W² _γ	χ²	χ² _{0,95}	z _Ф			нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	
сладкий со шпиркой	П	589	0,478	0,126	26,4	0,63	0,89	0,09	0,126	28,7	42,6	0,47	32	38	0,468	0,488	0,121	0,135
	Т	584	1,642	0,261	15,9	0,88		0,119		9,9	19,1	0,45	13	14	1,621	1,663	0,249	0,275
	Пш	589	0,621	0,161	26,5	0,63		0,09		28,7	39,1	0,47	32	38	0,61	0,632	0,156	0,173
	Тш	584	2,135	0,34	15,9	0,88		0,119		9,9	18,3	0,45	13	14	2,112	2,158	0,324	0,357

вень α и подтверждают значимость статистических оценок. Но отсутствие априорной информации о законе распределения $\frac{\tau}{\sigma}$ заставляет для принятия окончательного решения производить также графическую проверку. На рис. 4 представлены эмпирические функции распре-

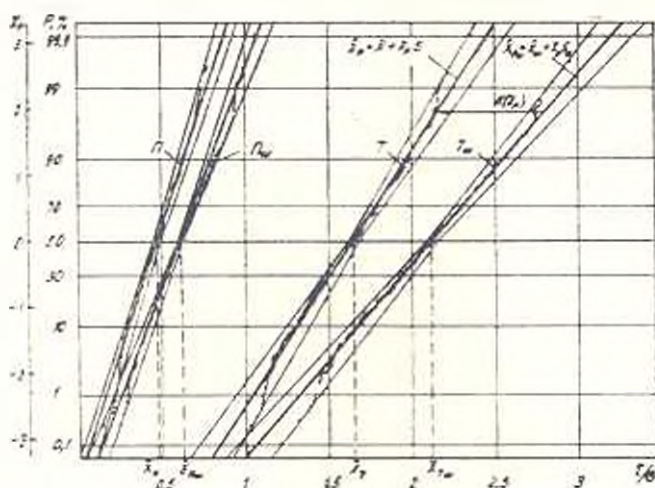


Рис. 4. Функции распределения и 90%-ные доверительные границы $\frac{\tau}{\sigma}$ для промежуточных (П) и тихходных (Т) валов: П, Т — гладкие валы; Пш, Тш — шпоночные соединения.

Таблица 2

№	Парная проверка	F	F_{α}	$ t $	t_{α}	Параметры уравнения (4)	
						$\Delta \bar{x}$	Δs
1	Тшш—П	1,7		16,8		0,143	0,038
2	Тшш—Т	1,697	1,115	27,8	1,95	0,493	0,079
3	Пшш—Тшш	4,28		96,97		1,504	0,176

ления и 90%-ные доверительные интервалы $\frac{\tau}{\sigma}$ для шпоночных соединений, откуда видно, что значения $\frac{\tau}{\sigma}$ удовлетворительно сгруппированы вокруг медианной линии эмпирической функции и на уровне $\alpha = 0,05$ распределение этих выборок несущественно отличается от нормального закона. Проверка статистических гипотез по критериям F — Фишера и t — Стьюдента (табл. 2) показывает, что сопоставимые вариационные ряды $\frac{\tau}{\sigma}$ являются выборками из разных генеральных совокупностей ($F > F_{\alpha, 1}$, $t > t_{\alpha, 1}$, т. е. $\sigma_1^2 > \sigma_2^2$, $\sigma_1 \neq \sigma_2$) и фактор сгруп-

пировании $\frac{\tau}{\sigma}$ по признакам расположения валов в механизме и наличия концентрации напряжений оказывает неслучайное и значимое влияние на $\frac{\tau}{\sigma}$ и для случая шпоночных соединений. С переходом к тихоходным валам фактический уровень значимости α_0 все больше отклоняется от $\alpha_{0,0}$.

Относительное расположение доверительных областей функций $\frac{\tau}{\sigma}$ (рис. 4) для гладких валов и шпоночных соединений, зависящее от вариации коэффициента C из (3), позволяет несложным геометрическим построением, представленным на рис. 4, расчетным путем определить уравнение медианной функции распределения $\frac{\tau}{\sigma}$ для шпоночных соединений, используя аналогичные параметры для гладких валов и тем самым избегая выполнения трудоемких вычислительных операций для получения соответствующих вариационных рядов $\frac{\tau}{\sigma}$. Согласно построению на рис. 4

$$K(z_p) = \bar{x}_{p0} - \bar{x}_p = \Delta\bar{x} + z_p \Delta s,$$

откуда получаем уравнение эмпирической функции $\frac{\tau}{\sigma}$ для шпоночного соединения

$$\bar{x}_{p00} = \bar{x}_p + K(z_p) = (\bar{x} + \Delta\bar{x}) + z_p (s + \Delta s), \quad (4)$$

где z_p — квантиль нормального распределения, а остальные параметры могут быть вычислены по табл. 1.

Отношение $\frac{\tau}{\sigma}$ имеет определенный физический смысл, т. к. характеризует поворот площадок главных напряжений σ_1 , σ_2 и их вариацию при рассмотренном случае переменного сложно-напряженного состояния. Наряду с ранее указанными свойствами о постоянстве $\frac{\tau}{\sigma}$ для опасного сечения и его инвариантности к внешним силовым факторам, выполненное статистическое исследование позволяет использовать $\frac{\tau}{\sigma}$ как критерий для оценки сложно-напряженного состояния, а статистические характеристики их вариационных рядов ввести в план эксперимента при испытаниях на усталость шпоночных соединений.



ԵՐԻԹԱՎՈՐ ՄԻԱՅՈՒՄՆԵՐԻ ԲԵՌՆԱՎՈՐՄԱՆ ՌԵԺԻՄՆԵՐԻ
ՊԱՐԱՄԵՏՐՆԵՐԻ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒՄԸ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Ցույց է տրված, որ փոփոխական բարդ լարվածային վիճակի դեպքում շոշափող և նորմալ լարումների $\frac{\sigma}{\sigma_0}$ հարաբերությունը հանդիսանում է շափանիշ փոխանցիկ մեխանիզմների լիսենների բեռնավորման ուժիմների գնահատման համար «Լիսեն-կունդ» միացումների համար որոշված են — -ի շարքերը հաշվի առնելով լարումների կուտակումը և պատվող մոմենտի վերաբաշխումը միացության մեջ: Տրված է լարվածային վիճակի մանրամասն վերլուծումը երիթավոր միացման մեջ և վտանգավոր հատույթի համար որոշված են — -ի արժեքները: ԷՀՍ-ի վրա մշակված հատուկ ծրագրով և օդտադործելով $\sigma_{\text{ուշ}} \text{ ու } \sigma_{\text{շ}}^2$ համաձայնության չափանիշները՝ տպացուցված է $\frac{\sigma}{\sigma_0}$ -ի համապատասխանները նորմալ բաշխման օրենքին: Ցույց է տրված, որ մեխանիզմի կինեմատիկական շղթայում լիսենի դրաված դիրքը ցուցաբերում է ոչ պատահական և նշանակալից ազդեցություն $\frac{\sigma}{\sigma_0}$ -ի վրա: Ստացված են այդ մեծությունների բաշխման փորձային ֆունկցիաները:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Տակյան Մ. Դ., Օսանյան Ջ. Դ. Исследование параметров режима нагружения валов передаточных механизмов // Изв. АН АрмССР. Серия ТН.— 1984.— Т. XXXVI, № 5.— С. 8—14.
2. Օսանյան Ջ. Դ. Исследование напряженного состояния в галтельных переходах валов // Теория и конструирование машин: Тем. сб. научн. тр. по маш.— Ереван, 1986.— С. 30—34.
3. Петерсон Բ. Коэффициенты концентрации напряжений.— М.: Мир, 1977.— 302 с.
4. Балацкий Л. Т. Прочность прессовых соединений.— Киев: Техника, 1982.— 150 с.
5. Տակյան Մ. Դ., Իսախանյան Ս. Շ. Исследование сопротивления усталости шпоночных соединений // Изв. АН АрмССР. Серия ТН.— 1983.— Т. XXXVI, № 6.— С. 9—16.
6. Носилевич Г. Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин.— М.: Машиностроение, 1981.— 224 с.
7. Տակյան Մ. Դ., Շադադյան Յ. Ս., Իսախանյան Ս. Շ. О распределении микротвердости при испытаниях на усталость // Изв. АН АрмССР. Серия ТН.— 1987.— Т. XL, № 5.— С. 3—9.