

Д.Г. ВИНОГРАДСКИЙ, А.Г. АНДРЕЕВ

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА НДС СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ

У статті розглядається вплив геометричних параметрів на НДС з'єднань з натягом стосовно двох випадків: геометрично подібним з'єднанням з натягом (стан В), з'єднанням з натягом при різній товщині стінок втулок і незмінних параметрах контактної зони вала і втулки (стан С).

Отримані кількісні оцінки залежностей еквівалентної напруги, контактної тиску і сумарних переміщень елементів з'єднань з натягом від значень коефіцієнтів подібності K_1 і радіального K_2 . Показано, що в стані В сумарні переміщення ростуть, а еквівалентна напруга і контактний тиск падають зі збільшенням коефіцієнта K_1 . В стані С еквівалентна напруга і сумарні переміщення вала ростуть, а у втулці знижуються при зростанні контактної тиску із збільшенням коефіцієнта K_2 .

Ключові слова: з'єднання з натягом, метод кінцевих елементів, напруги, деформації.

В статье рассматривается влияние геометрических параметров на НДС соединений с натягом применительно к двум случаям: геометрически подобным соединениям с натягом (состояние В), соединениям с натягом при различных толщинах стенок втулок и неизменных параметрах контактной зоны вала и втулки (состояние С).

Получены количественные оценки зависимостей эквивалентных напряжений, контактных давлений и суммарных перемещений элементов соединений с натягом от значений коэффициентов подобия K_1 и радиального K_2 . Показано, что в состоянии В суммарные перемещения растут, а эквивалентные напряжения и контактные давления падают с увеличением коэффициента K_1 . В состоянии С эквивалентные напряжения и суммарные перемещения вала растут, а во втулке убывают при росте контактных давлений с увеличением коэффициента K_2 .

Ключевые слова: соединения с натягом, метод конечных элементов, напряжения, деформации.

The influence of geometric parameters on the VAT of joints with interference is considered in the article as applied to two cases: geometrically similar connections with interference (state B), joints with interference at different wall thicknesses of bushings and unchanged parameters of the contact zone of the shaft and bushing (state C).

Quantitative estimates of the dependencies of equivalent stresses, contact pressures and total displacements of elements of joints with interference on the values of similarity coefficients K_1 and radial K_2 are obtained. It is shown that in the state B the total displacements grow, and equivalent voltages and contact pressures decrease with increasing coefficient K_1 . In state C, the equivalent stresses and total displacements of the shaft increase, and in the sleeve decrease with increasing contact pressures with an increase in the coefficient K_2 .

Keywords: connections with a tightness, finite element method, stress, strain.

Введение и постановка задачи. Соединения с натягом широко применяются в технике. Сопротивление взаимному смещению деталей таких соединений создается силами упругой деформации, определяемыми в основном величиной натяга. В данной работе оценивается влияние геометрических характеристик соединений с натягом на НДС в связи с чем рассматриваются две схемы.

Схема 1. Детали соединения с натягом последовательно геометрически преобразуются с сохранением их подобия. При этом соединение с натягом из состояния А переходит в состояние В при неизменности коэффициента толстостенности

$$\varphi = \frac{r_0}{r_1} = \frac{r_2}{r_3} \quad (1)$$

и соответствующем значении коэффициента подобия

$$K_1 = \frac{r_2}{r_0} = \frac{r_3}{r_1} = \frac{l_2}{l_1}, \quad (2)$$

где $l_1 = 2r_1$ - осевой размер вала и втулки состояния А, $l_2 = 2r_3$ - осевой размер вала и втулки состояния В. Величина натяга Δ зависит от диаметра контактной поверхности ($2r_0$ или $2r_2$). Характеристики материала деталей соединения с натягом приведены в табл. 1, геометрические характеристики в табл. 2, 3.

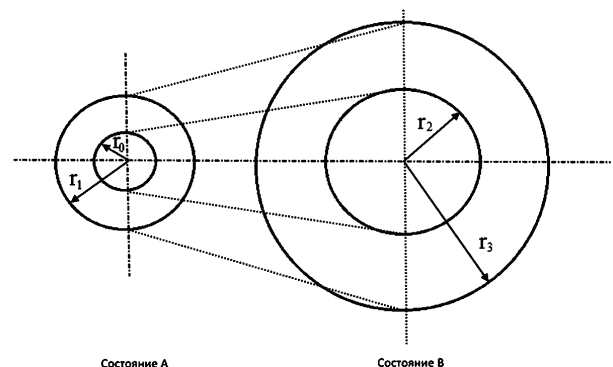


Рисунок 1 – Состояния А и В соединений с натягом

Таблица 1 – Характеристики материала сталь 40х

Физический параметр	Значение
Модуль упругости E , МПа	$2,1 \cdot 10^5$
Коеффициент Пуассона ν	0,3
Плотность ρ , кг/м ³	7800
Предел текучести σ_t , МПа	785
Предел прочности σ_B , МПа	980
Коеффициент трения μ	0,15

Таблица 2 – Геометрические характеристики соединения с натягом (состояние А)

r_0 , мм	r_1 , мм	l_1 , мм	Δ , мм	φ
50	88,59	177,2	0,072	0,5644

Таблица 3 – Геометрические характеристики соединения с натягом (состояние В)

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9
r_2 , мм	33,86	39,5	45,2	50,8	56,4	70,6	84,7	98,8	112,9
r_3 , мм	60	70	80	90	100	125	150	175	200
l_2 , мм	120	140	160	180	200	250	300	350	400
Δ , мм	0,057	0,06	0,067	0,073	0,076	0,094	0,106	0,119	0,129
K_1	0,677	0,79	0,903	1,016	1,129	1,411	1,693	1,975	2,258

Схема 2. Геометрическое преобразование предполагает последовательное увеличение радиуса r_3 внешнего контура втулки при неизменности контактной зоны соединения с натягом. При этом соединение с натягом состояния А при известных величинах радиусов r_0 и r_1 с коэффициентом толстостенности

$$\varphi = \frac{r_0}{r_1} \quad (3)$$

переходит в состояние С при том же радиусе r_0 и натяге Δ , но переменном значении r_3 и соответствующем значении коэффициента толстостенности

$$\varphi = \frac{r_0}{r_3} \quad (4)$$

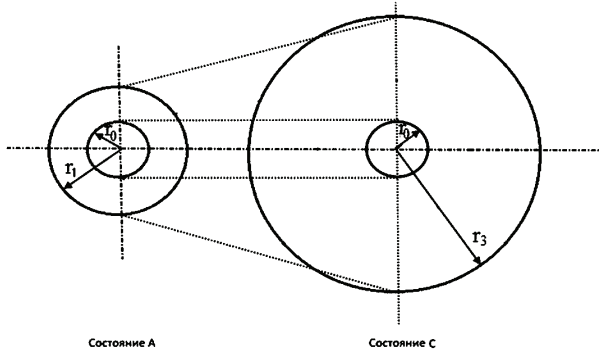


Рисунок 2 – Состояния А и С соединений с натягом

Осевые размеры соединений с натягом принимаются равными соответствующему значению внешнего диаметра втулки соединения, т.е. для состояния А принимается

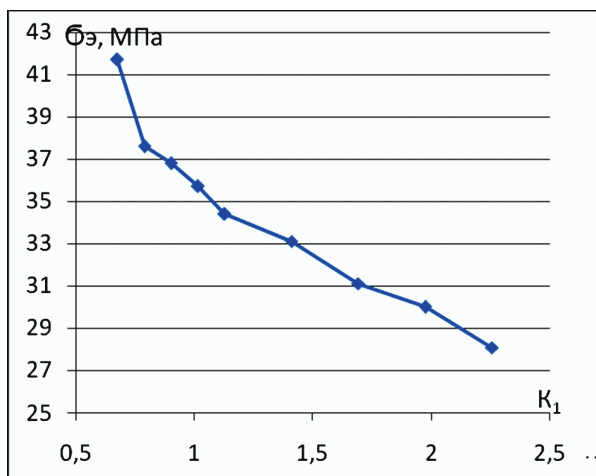


Рисунок 3 – Эквивалентные напряжения в среднем сечении вала (состояние В)

$$l_1 = 2r_1, \quad (5)$$

для состояния С принимается

$$l_2 = 2r_3. \quad (6)$$

Радиальное изменение внешнего радиуса втулки определяется радиальным коэффициентом

$$K_2 = \frac{r_3}{r_1} = \frac{\varphi}{\varphi_1} = \frac{l_2}{l_1} \quad (7)$$

Характеристики материала приведены в табл. 1, геометрические характеристики состояния А в табл. 2, состояние С в табл. 4, величина натяга $\Delta = 0,072$ мм.

Численная реализация и анализ результатов.

Поставленная задача моделировалась с помощью МКЭ в ПК ANSYS. Для решения использовался стандартный конечный элемент программного пакета – трехмерный восьмиузловой объемный элемент PLANE82, который имеет три степени свободы в каждом узле. Для создания контактной пары в ПК ANSYS использовались конечные элементы CONTA 172 и TARGET 169. Решение задачи МКЭ приводит к системе линейных алгебраических уравнений:

$$[K]\{U\} = \{F\}, \quad (8)$$

где $[K]$ – матрица жесткости тела, состоящая из матриц жесткости конечных элементов; $\{U\}$ – вектор-столбец узловых перемещений; $\{F\}$ – вектор приведенной внешней нагрузки

Результаты расчетов для состояния В представлены на графиках рис. 3-7, где приведены максимальные значения эквивалентных напряжений, контактных давлений, суммарных перемещений в среднем (между торцами) сечении соединения с натягом в зависимости от величины коэффициента подобия K_1 .

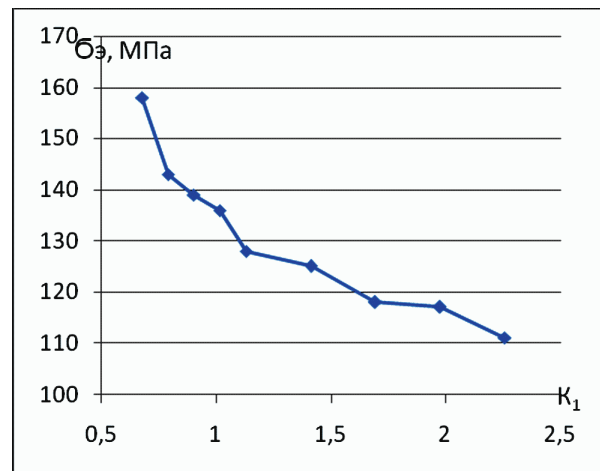


Рисунок 4 – Эквивалентные напряжения в среднем сечении втулки (состояние В)

Таблица 4 – Геометрические характеристики соединения с натягом (состояние С)

вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$r_3, \text{мм}$	60	70	80	90	100	125	150	175	200
$l_2, \text{мм}$	120	140	160	180	200	250	300	350	400
$\varphi_1, \text{мм}$	0,883	0,714	0,625	0,536	0,5	0,4	0,333	0,286	0,25
K_2	0,677	0,79	0,903	1,016	1,129	1,411	1,693	1,975	2,258

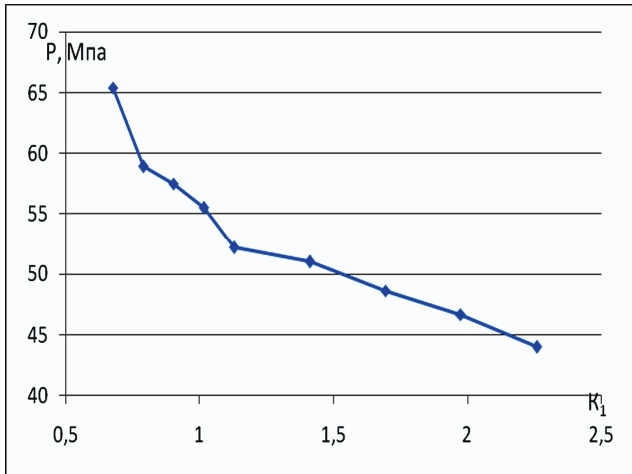


Рисунок 5 – Контактные давления в среднем сечении соединения (состояние В)

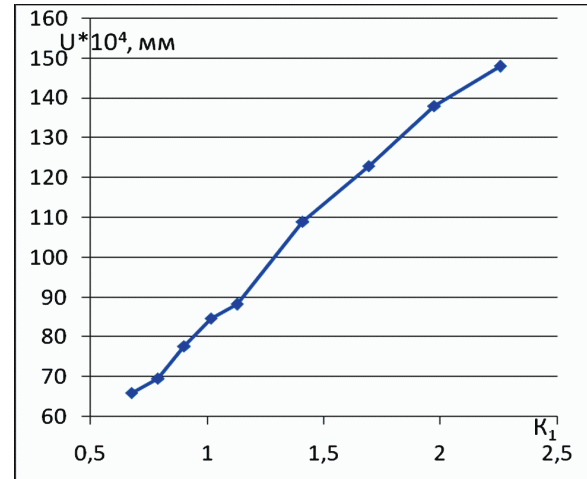


Рисунок 6 – Суммарные перемещения в среднем сечении вала (состояние В)

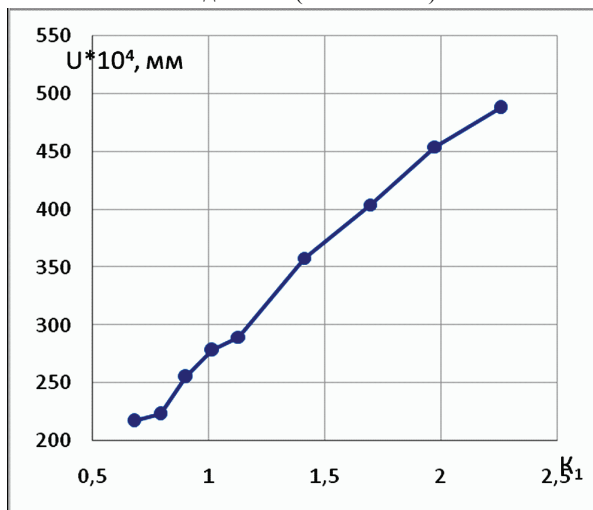


Рисунок 7 – Суммарные перемещения в среднем сечении втулки (состояние В)

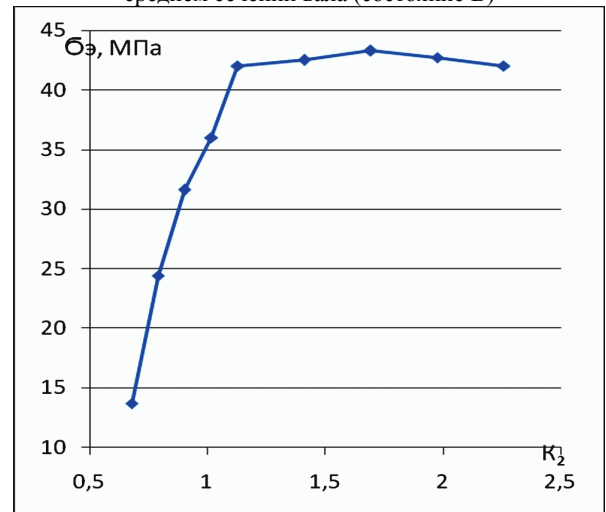


Рисунок 8 – Эквивалентные напряжения в среднем сечении вала (состояние С)

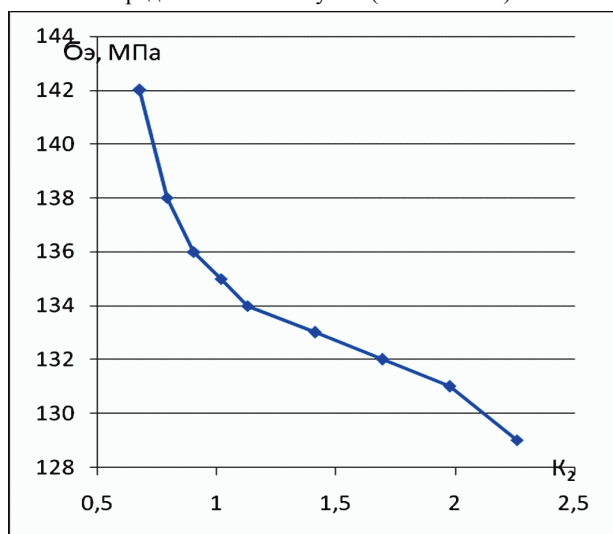


Рисунок 9 – Эквивалентные напряжения в среднем сечении втулки (состояние ВС)

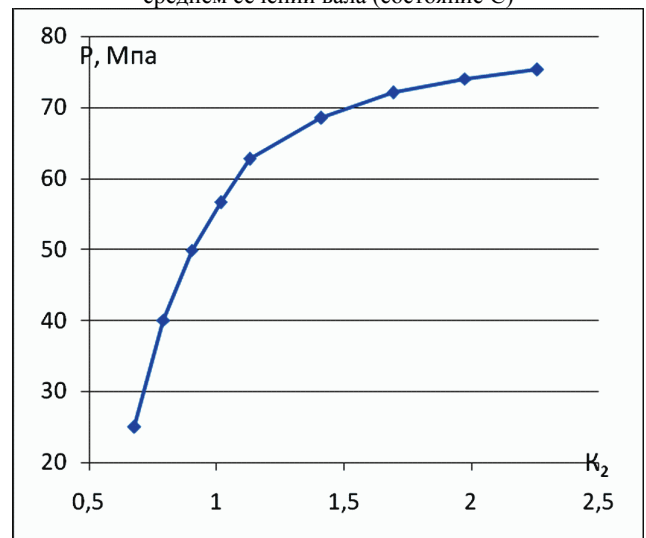


Рисунок 10 – Контактные давления в среднем сечении соединения (состояние С)

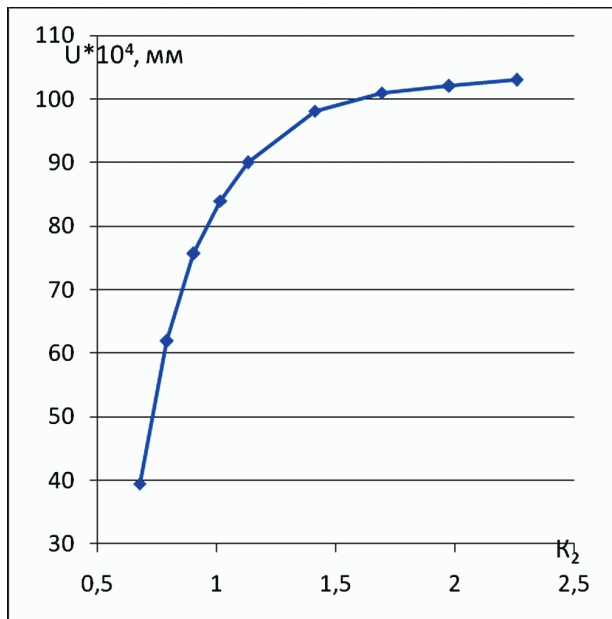


Рисунок 11 – Суммарные перемещения в среднем сечении вала (состояние С)

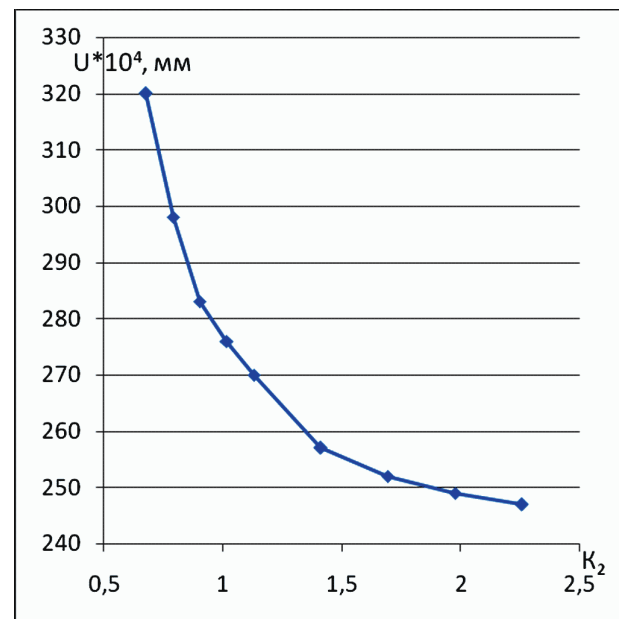


Рисунок 12 – Суммарные перемещения в среднем сечении втулки (состояние С)

Результаты расчетов для соединения С представлена на графиках рисунков 8-12, где приведены максимальные значения эквивалентных напряжений, контактных давлений, суммарных перемещений в среднем (между торцами) сечении соединения с натягом в зависимости от величины радиального коэффициента подобия K_2 .

Анализ влияния геометрии соединения с натягом на его НДС показал:

1) Преобразование элементов соединения с натягом в условиях геометрического подобия при росте коэффициента подобия от $K_1 = 0,677$ до $K_1 = 2,258$ приводит к снижению эквивалентных напряжений вала на 33 %, втулки на 32 %, контактных давлений на 34 % и к повышению суммарных перемещений вала на 57 %, втулки на 56 % (состояние В).

2) Увеличение внешнего радиуса втулки и рост радиального коэффициента от $K_2 = 0,677$ до $K_2 = 2,258$ при неизменности условий в контактной зоне между валом и втулкой приводит к повышению эквивалентных напряжений вала на 70 %, контактных давлений на 67 %, суммарных перемещений вала на 60 % и к снижению эквивалентных напряжений втулки на 14 %, а суммарных перемещений втулки на 23 % (состояние С).

Выводы. НДС соединения с натяга в виде сплошного цилиндрического вала и цилиндрической втулки исследовалось в случаях:

1) геометрического подобия при изменении размеров конструктивных элементов соединения, т.е. коэффициента подобия K_1 ;

2) изменения внешнего радиуса втулки, т.е. радиального коэффициента K_2 при неизменности условий в контактной зоне между валом и втулкой.

Показано, что при увеличении коэффициента подобия K_1 эквивалентные напряжения σ_3 и контактные

давления P падают, а суммарные перемещения U растут (состояние В). При увеличении радиального коэффициента K_2 эквивалентные напряжения σ_3 и суммарные перемещения U в вале растут, во втулку падают, контактные давления P растут. Получены количественные оценки указанных характеристик НДС соединений с натягом.

Список литературы:

1. Самуль В.И. Основы теории упругости и пластичности. учеб. пособие. – 2-е изд. / В.И. Самуль. – М.: Высшая школа, 1982. – 264 с.
2. Берникер Е.И. Посадки с натягом в машиностроении / Е.И. Берникер. – М.-Л.: Машиностроение, 1966. – 166 с.
3. Тарабасов Н.Д. Расчет напряженных посадок в машиностроении / Н.Д. Тарабасов. – М.: Mashgiz, 1961. – 264 с.
4. Шевченко Р.А. Компьютерное моделирование некоторых типов профильных соединений с натягом при осевых нагрузках / Р.А. Шевченко, А.Г. Андреев // Вісник НТУ «ХП». Тематичний випуск «Динаміка і міцність машин». – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 57. – С. 106-114.
5. Данилов Д.В. НДС профильных з'єднань з натягом під дією контактних навантажень / Д.В. Данилов, А.Г. Андреев // Вісник НТУ «ХП». Тематичний випуск «Динаміка і міцність машин». – Х.: НТУ «ХП», 2011. – № 52. – С. 63-76.
6. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя / К.А. Басов. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.
7. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах / К.А. Басов. Под общ. ред. Д.Г. Красковского. – М.: Компьютер Пресс, 2002. – 224 с.
8. Басов К.А. Графический интерфейс комплекса ANSYS / К.А. Басов. – М.: ДМК Пресс 2006. – 248 с.

Bibliography (transliterated):

1. Samul V.I. Osnovi teorii uprugosti i plastichnosti. Uchebnoe posobie. 2-e izd. Moscow: Vissnaya shkola, 1982. 264 p.
2. Bemiker E.I. Posadka s natyagom v mashinostroenii. Moscow: Mashinostroenie, 1968. 168 p.
3. Tarabasov N.D. Raschet napryazhennyh posadok v mashinostroenii. Moscow: Mashgiz, 1961. 264 p.

4. Shevchenko R.A., Andreev A.G. Komp'yuternoe modelirovaniye nekotorykh tipov profil'nykh soedineniy s natyagom pri osevykh nagruzkah. Visnyk NTU "KhPI". 2014. No 57. PP. 106-114

5. Danilov D.V., Andreev A.G. NDS profil'nykh soedineniy s natyagom pod dejstviem kontaknykh nagruzok. Visnyk NTU "KhPI". 2011. No 52. PP. 63-76.

6. Basov K.A. ANSYS: spravochnik pol'zovatelya. Moscow: DMK Press, 2005. 640 p.

7. Basov K.A. ANSYS v primerah i zadachah. Pod red. D.G. Kraskovskogo. Moscow: Komp'yuter Press, 2002. 224 p.

8. Basov K.A. Graficheskii interfeice kompleksa ANSYS. Moscow: DMK Press, 2006. 248 p.

Поступила (received) 06.09.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Вплив геометричних параметрів на НДС з'єднань з натягом / Д.Г. Віноградський, А.Г. Андрєєв // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 39 (1261). – С. 5-9. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-9130.

Влияние геометрических параметров на НДС соединений с натягом / Д.Г. Виноградский, А.Г. Андреев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 39 (1261). – С. 5-9. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-9130.

Influence of geometric parameters on the stressly wrapped state of compounds with a tension / D.G. Vinogradsky, A.G. Andreev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. – № 39 (1261). – P. 5-9. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-9130.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Андрєєв Арнольд Георгійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри «Динаміка та міцність машин», НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79, e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua.

Андрєєв Арнольд Георгієвич – кандидат технічних наук, доцент кафедри «Динаміка і прочність машин», НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79, e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua.

Andreev Arnol'd Georgievich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Dynamics and Strength of Machines, NTU «KhPI», tel.: (057)707-68-79, e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua.

Віноградський Дмитро Георгійович – студент, кафедра «Динаміка та міцність машин», НТУ «ХПІ», тел.: (063) 426-13-64, e-mail: cikmon@mail.ru.

Віноградський Дмитрій Георгієвич – студент, кафедра Динаміка і прочність машин, НТУ «ХПІ», тел.: (063) 426-13-64, e-mail: cikmon@mail.ru.

Vinogradsky Dmitry Georgievich – Student, Department of Dynamics and strength of machines, NTU «KhPI», tel.: (063) 426-13-64, e-mail: cikmon@mail.ru.