

А.Г. АНДРЕЕВ, В.А. КОВАЛЕВА

ВЛИЯНИЕ ТОНКОСТЕННОСТИ НА НДС ПРОФИЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ

В машинах и технологическом оборудовании для передачи значительных осевых сил и крутящих моментов находят широкое применение соединения деталей посадкой с натягом. Такие соединения позволяют передавать значительные осевые усилия и крутящие моменты. Посадки с натягом используются для соединения с валом различных конструктивных элементов вместо шпоночных, болтовых и сварных соединений. Они являются более экономичными и рациональными по сравнению, например, со шпоночными соединениями, также исчезает опасность возникновения значительной концентрации напряжения в местах шпоночных канавок. Прочность соединения в неподвижных посадках с натягом достигается за счет упругой, а иногда также пластической деформации соединяемых деталей, возникающей при технологическом процессе сборки. Прочность и относительная неподвижность таких соединений обеспечивается силами трения между сопрягаемыми деталями, обусловленной величиной натяга. Целью данной работы является оценка зависимости напряженно-деформированного состояния разных видов профильных соединений с натягом. Были исследованы соединения круглых втулок с отверстиями круглой, эллиптической и шестигранной формы с валами соответствующей формы. На основе ПК ANSYS были получены результаты, представленные в виде таблиц и графиков для суммарных перемещений, контактных давлений и эквивалентных напряжений. Показана зависимость напряженно-деформированного состояния профильных соединений указанных типов от фактора тонкостенности. Практическое значение полученных результатов состоит в оценке прочности соединений с натягом, имеющих различную форму вала, и пригодности их для использования.

Ключевые слова: посадка с натягом, прочность соединений, напряженно-деформированное состояние, фактор тонкостенности.

А.Г. АНДРЕЄВ, В.А. КОВАЛЬОВА

ВПЛИВ ТОНКОСТЕННІСТІ НА НДС ПРОФІЛЬНИХ З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ

У машинах і технологічному обладнанні для передачі значних осьових сил і крутячих моментів широко застосовуються з'єднання деталей посадкою з натягом. Такі з'єднання дозволяють передавати значні осьові зусилля і крутячі моменти. Посадки з натягом використовуються для з'єднання з валом різних конструктивних елементів замість шпоночних, болтових і зварних з'єднань. Вони є економічнішими і раціональнішими порівняно наприклад, зі шпоночними з'єднаннями, також усувається небезпека виникнення значної концентрації напружень в місцях шпоночних канавок. Міцність з'єднання в нерухомих посадках з натягом досягається за рахунок пружної, а іноді також пластичної деформації деталей, що сполучаються, яка виникає при технологічному процесі складання. Міцність і відносна нерухомість таких з'єднань забезпечується силою тертя між деталями, обумовленої величиною натягу. Метою даної роботи є оцінка залежності напружено-деформованого стану різних видів профільних з'єднань з натягом. Були досліджені з'єднання круглих втулок з отворами круглої, еліптичної і шестигранної форми з валами відповідної форми. На основі ПК ANSYS були отримані результати, представлені у вигляді таблиць і графіків для сумарних переміщень, контактної тиску і еквівалентних напружень. Показана залежність напружено-деформованого стану профільних з'єднань вказаних типів від фактору тонкостінності. Практичне значення отриманих результатів полягає в оцінці міцності з'єднань з натягом, що мають різну форму валу, і придатності їх для використання.

Ключові слова: посадка з натягом, міцність з'єднань, напружено-деформований стан, фактор тонкостінності.

A.G. ANDREEV, V.A. KOVALEVA

INFLUENCE THIN-WALLED FACTOR ON THE DEFLECTED MODE OF PROFILE JOINTS WITH INTERFERENCE

In machines and technological equipment for transmitting significant axial forces and torques, the connection of parts by interference fit is widely used. Such joints allow the transmission of significant axial forces and torques. An interference fit is used to connect various structural elements to the shaft instead of key, bolt and welded joints. They are more economical and rational in comparison with, for example, keyed joints, and the risk of a significant stress concentration in the places of keyed grooves also disappears. The strength of the connection in stationary fit is achieved due to the elastic, and sometimes also plastic deformation of the parts to be joined that occurs during the assembly process. The strength and relative immobility of such joints is ensured by the forces of friction between the mating parts, due to the magnitude of the interference fit. The aim of this work is to assess the dependence of the deflected mode of different types of profile joints with interference. The connections of round bushings with round, elliptical and hexagonal holes with shafts of the corresponding shape were investigated. Based on the ANSYS PC, the results were obtained, presented in the form of tables and graphs for the total displacements, contact pressures and equivalent stresses. The dependence of the deflected mode of the profile compounds of the indicated types on the thin-walled factor is shown. The practical significance of the obtained results consists in assessing the strength of the interference fit having a different shaft shape and their suitability for use.

Keywords: interference fit, strength of the connection, deflected mode, thin-walled factor.

В машинах и технологическом оборудовании для передачи значительных осевых сил и крутящих моментов находят широкое применение соединения деталей посадкой с натягом. Такие соединения позволяют передавать значительные осевые усилия и крутящие моменты. Посадки с натягом используются для соединения с валом различных конструктивных элементов вместо шпоночных, болтовых и сварных соединений. Они являются более экономичными и рациональными по сравнению, например, со шпоночными соединениями, также исчезает опасность возникновения значительной концентрации напряжения в местах шпоночных канавок. Прочность соединения в неподвижных посадках с натягом достигается за счет упругой, а иногда также пластической деформации соединяемых деталей, возникающей при технологическом процессе сборки.

Из практики известно, что соединения с натягом характеризуются низкой усталостной прочностью валов и осей. Предел выносливости деталей из конструкционных сталей в посадках в 2-3 раза ниже предела выносливости гладких образцов, а предел выносливости по трещинообразованию приблизительно в два раза ниже предела выносливости по излому. Основными факторами, вызывающими такое резкое снижение усталостной прочности валов и осей, принято считать концентрацию контактного давления у торцов ступиц или коррозию трения на подступичных частях этих деталей, что приводит к появлению трещин и разрушения [1, 2].

Попытка устранить эти недостатки привела к появлению профильных бесшпоночных конструкций, которые используют валы некруглого поперечного сечения, которые соединяются натягом со втулкой соответствующей формы [3]. Такие соединения применяются для изготовления сложных зубчатых, червячных и локомотивных колес, коленчатых валов, соединений зубчатых колес с валами, для посадки подшипников на вал, роторов электродвигателей и др.

Самыми распространенными способами сборки является запрессовка одной детали в другую усилием пресса («прессовая посадка»), предварительный нагрев охватываемой детали с последующей сборкой («горячая посадка»), предварительное охлаждение внутренней детали жидким азотом с последующей сборкой или комбинация этих способов. От относи-

тельной величины натяга, характеристик материала деталей, качества поверхностей, способа сборки, зависит прочность соединения. Прочность неподвижных соединений также зависит от отклонений от правильной геометрической формы собираемых деталей, которые могут приводить к ослаблению соединения [4-8].

Прочность и относительная неподвижность таких соединений обеспечивается силами трения между сопрягаемыми деталями, обусловленного величиной натяга. Рабочая поверхность профильных соединений может быть расположена как параллельно осевой линии вала, так и наклонно к ней.

Целью данной работы является определение зависимости напряженно-деформированного состояния профильных соединений с натягом от фактора тонкостенности $\varphi = d_0/d_1$, который представляет отношение внутреннего d_0 и внешнего d_1 диаметров соединяемых элементов, в данном случае вала и втулки.

В работе выполнены следующие этапы:

- построение моделей профильных соединений;
- численное исследование НДС соединенных элементов на основе ПК ANSYS;
- разработка прикладной программы в среде Delphi;
- анализ полученных результатов.

Для построения моделей в качестве материала использовалась сталь марки 40X (табл. 1).

Таблица 1 – Характеристики материала

Название физического параметра	Значения для стали 40X
Модуль упругости E , МПа	$0,21 \cdot 10^6$
Коэффициент Пуассона ν	0,3
Плотность ρ , кг/м ³	7800
Предел текучести G_T , МПа	785
Коэффициент трения μ	0,15

Исследуемая профильные соединения представлены на рис. 1 в виде трех вариантов, втулки которых имеют форму цилиндра, отверстия в них – разной формы: А – круглой, Б – эллиптической, В – шестигранной. Форма вала соответствует форме отверстия втулки. Каждый вариант соединений представлен тремя типами размеров (табл. 2-4).

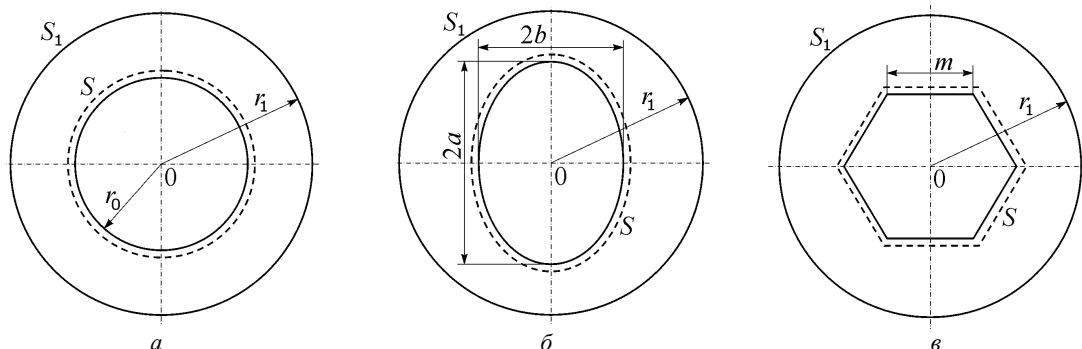


Рисунок 1 – Исследуемые варианты профильных соединений:

a – А – втулка с круглым отверстием и вал круглой формы, *б* – Б – втулка с отверстием эллиптической формы и вал эллиптической формы, *в* – В – втулка с шестиугольным отверстием и шестиугольный вал

Таблица 2 – Геометрические характеристики для варианта соединения А

Характеристика	Тип соединения		
	I	II	III
Внешний радиус втулки r_1 , м	0,11	0,089	0,2 – 1,0
Внутренний радиус втулки r_0 , м	0,062	0,05	0,05
Периметр контактной зоны S , м	0,390	0,314	0,314
Внешний периметр втулки S_1 , м	0,691	0,557	1,256 – 6,283
Диаметральный натяг δ , м	$0,12 \cdot 10^{-3}$	$0,12 \cdot 10^{-3}$	$0,12 \cdot 10^{-3}$
Фактор тонкостенности $\varphi = r_0/r_1$	0,564	0,564	0,25 – 0,05

Таблица 3 – Геометрические характеристики для варианта соединения Б

Характеристика	Тип соединения		
	I	II	III
Внешний радиус втулки r_1 , м	0,11	0,089	0,1 – 1,0
Большая полуось эллипса a , м	0,069	0,056	0,056
Малая полуось эллипса b , м	0,055	0,044	0,044
Периметр контактной зоны S , м	0,390	0,314	0,314
Внешний периметр втулки S_1 , м	0,691	0,557	0,628 – 6,283
Диаметральный натяг δ , м	$0,12 \cdot 10^{-3}$	$0,12 \cdot 10^{-3}$	$0,12 \cdot 10^{-3}$
Фактор тонкостенности $\varphi = 0,5(a + b)/r_1$	0,564	0,562	0,50 – 0,05

Таблица 4 – Геометрические характеристики для варианта соединения В

Характеристика	Тип соединения		
	I	II	III
Внешний радиус втулки r_1 , м	0,11	0,089	0,15 – 1,0
Длина стороны шестигранника m , м	0,065	0,0524	0,0524
Отверстие втулки r_0 , м	0,046 – 0,065	0,0371 – 0,0524	0,0371 – 0,0524
Периметр контактной зоны S , м	0,390	0,314	0,314
Внешний периметр втулки S_1 , м	0,691	0,557	0,942 – 6,283
Диаметральный натяг δ , м	$0,12 \cdot 10^{-3}$	$0,12 \cdot 10^{-3}$	$0,12 \cdot 10^{-3}$
Фактор тонкостенности $\varphi = r_0/r_1$	0,418 – 0,590	0,417 – 0,589	0,037 – 0,349

Для исследований в работе используется программный комплекс ANSYS. Применены КЭ типа PLANE82, PLANE42. Расчетная схема для исследования показана на рис. 2.

В табл. 5-7 представлены результаты исследований вариантов соединений А, Б, В. В таблицах даны максимальные значения перемещений u_{\max} , контактного давления P_{\max} и эквивалентных напряжений $\sigma_{e \max}$.

На рис. 3-5 даны графики зависимости максимального перемещения u_{\max} , контактного давления P_{\max} , эквивалентных напряжений $\sigma_{e \max}$ от коэффициента тонкостенности φ .

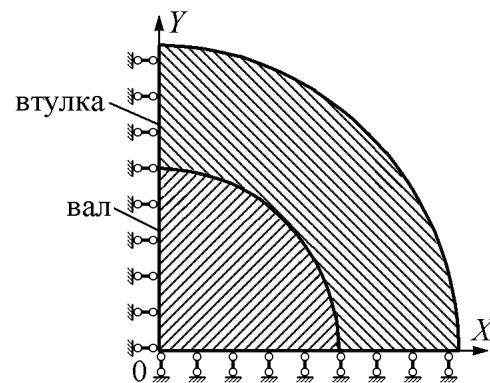


Рисунок 2 – Расчетная схема профильного соединения

Таблица 5 – Результаты исследований для варианта соединения А

φ	0,564	0,564	0,25	0,200	0,167	0,125	0,100	0,0833	0,0714	0,0625	0,0556	0,050
r_1 , м	0,11	0,089	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$u_{\max} \cdot 10^6$, м	40,1	40,1	22,3	18,5	15,7	11,8	9,26	7,48	6,17	5,18	4,22	3,81
P_{\max} , МПа	61,1	75,9	65,3	56,2	48,6	37,3	29,5	23,9	19,8	16,6	14,2	12,3
$\sigma_{e \max}$, МПа	157	195	117	96,8	81,0	58,7	44,1	34,0	26,8	21,5	17,6	14,5

Таблица 6 – Результаты исследований для варианта соединения Б

φ	0,564	0,564	0,5	0,333	0,250	0,200	0,167	0,125	0,100	0,0833	0,0714	0,0625	0,0556	0,050
r_1 , м	0,11	0,089	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$u_{\max} \cdot 10^6$, м	45,1	45,4	43,8	39,7	38,1	37,4	37,0	36,6	36,4	36,3	36,2	36,1	36,1	36,1
P_{\max} , МПа	69,2	87,2	92,9	102	104	105	106	106	106	106	106	106	106	106
$\sigma_{e \max}$, МПа	248	313	293	257	237	223	212	195	181	169	159	150	142	134

Таблица 7 – Результаты исследований для варианта соединения В

ϕ	0,564	0,564	0,333	0,250	0,200	0,167	0,125	0,100	0,0833	0,0714	0,0625	0,0556	0,050
r_1, M	0,11	0,089	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$u_{\max} \cdot 10^6, \text{M}$	48,0	47,8	42,0	40,8	40,3	39,9	39,6	39,8	39,4	39,5	39,6	39,4	39,2
$P_{\max}, \text{MПа}$	123	155	173	177	179	177	181	184	180	189	175	177	180
$\sigma_{e \max}, \text{MПа}$	514	630	456	418	387	354	341	326	302	281	257	242	221

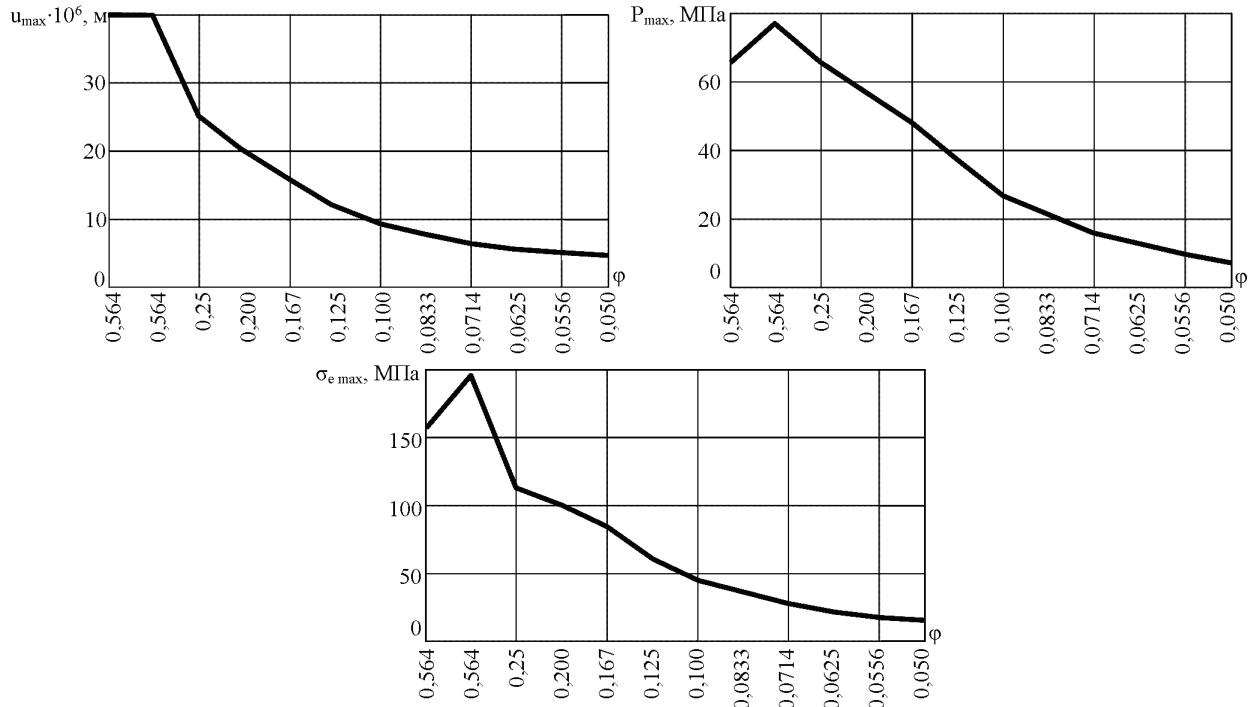


Рисунок 3 – Результаты исследований для варианта соединения А (соединение круглой формы)

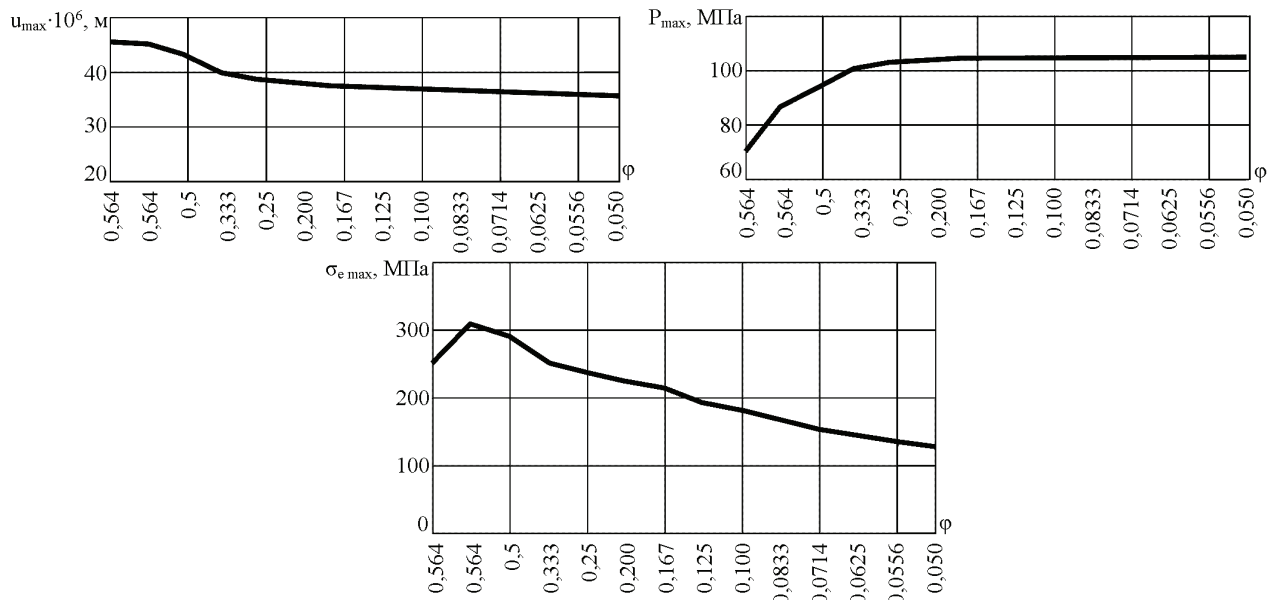


Рисунок 4 – Результаты исследований для варианта соединения Б (соединение овальной формы)

В работе была проведена оценка зависимости напряженно-деформированного состояния от фактора тонкостенности ϕ разных видов профильных соединений с натягом. Были исследованы соединения круглых втулок с отверстиями круглой, эллиптической и шестигранной формы с валами соответствующей формы. Для рассматриваемых вариантов сопоставлялись два

состояния соединения, в которых были равны либо длина контактной зоны, либо величина натяга при варьировании ϕ изменением внешнего радиуса втулки r_1 . На основе ПК ANSYS были получены результаты, представленные в виде таблиц и графиков для суммарных перемещений, контактных давлений и эквивалентных напряжений.

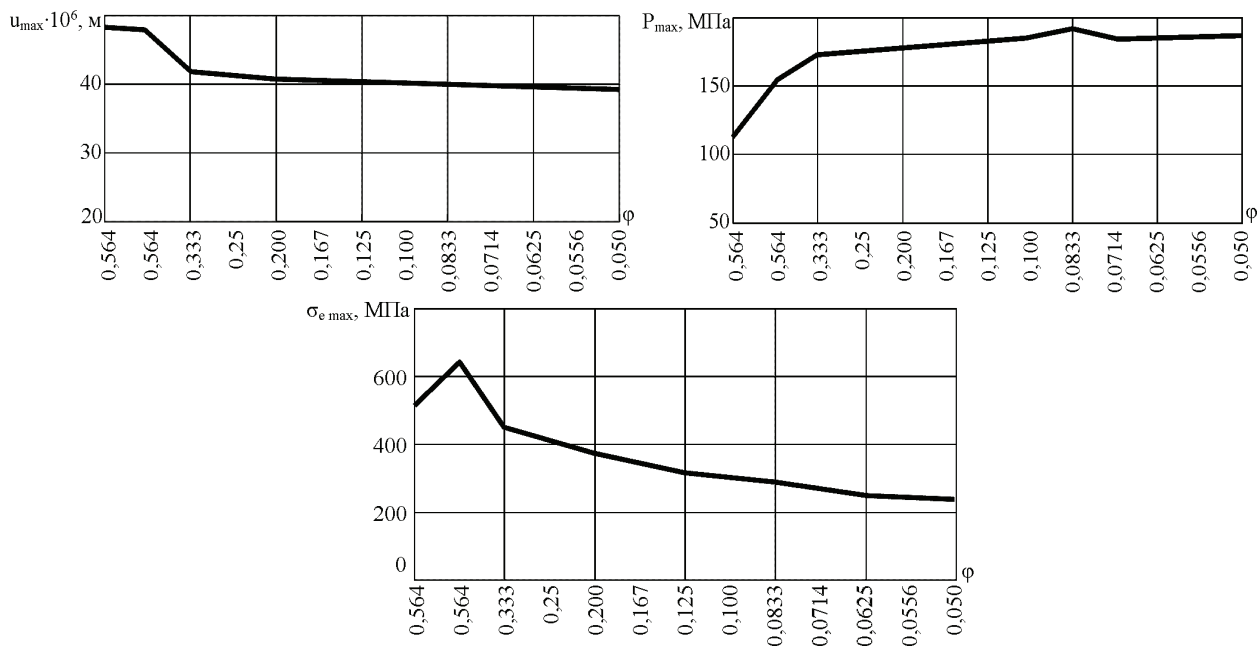


Рисунок 5 – Результаты исследований для варианта соединения В (соединение шестигранной формы)

Максимальные суммарные перемещения u_{\max} наибольшие у предельно тонкостенных втулок и снижаются по мере увеличения радиального размера втулки: $u_{\max} = 40,1 \cdot 10^{-6}$ м (вариант А); $45,4 \cdot 10^{-6}$ м (вариант Б); $47,8 \cdot 10^{-6}$ м (вариант В) при $\phi = 0,564$; $u_{\max} = 38,1 \cdot 10^{-6}$ м (вариант А); $36,1 \cdot 10^{-6}$ м (вариант Б); $39,2 \cdot 10^{-6}$ м (вариант В) при $\phi = 0,050$.

Максимальные контактные напряжения в зоне соединения сопрягаемых элементов у тонкостенных втулок равны $P_{\max} = 75,9$ МПа (вариант А); $87,2$ МПа (вариант Б); 155 МПа (вариант В) при $\phi = 0,564$ и по мере увеличения радиального размера втулки падают до величины $P_{\max} = 12,3$ МПа (вариант А) и растут до $P_{\max} = 106$ МПа (вариант Б); 180 МПа (вариант В) при $\phi = 0,050$.

Максимальные эквивалентные напряжения $\sigma_{e \max}$ наибольшие у тонкостенной втулки и снижаются по мере увеличения радиального размера втулки $\sigma_{e \max} = 195$ МПа (вариант А); 313 МПа (вариант Б); 630 МПа (вариант В) при $\phi = 0,564$; $\sigma_{e \max} = 145$ МПа (вариант А); 134 МПа (вариант Б); 301 МПа (вариант В) при $\phi = 0,050$.

Практическое значение полученных результатов состоит в оценке прочности соединений с натягом, имеющих различную форму вала, и пригодности их для использования.

Список литературы

1. Балацкий Л.Т. Усталость валов в соединениях. Киев: Техніка, 1972. 180 с.
2. Балацкий Л.Т. Прочность прессовых соединений. Киев: Техніка, 1982. 151 с.
3. Данилов Д. В., Андреев А. Г. НДС профильных соединений с натягом под действием контактных нагрузок. Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Динаміка і міцність машин. Харків: НТУ «ХПІ». 2011. Вип. 52. – С. 63-76.

4. Берникер Е.И. Посадки с натягом в машиностроении. Москва-Ленинград: Машиностроение, 1968. 168 с.

5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П., Варламова Л.П. Допуски и посадки. Обоснование выбора. Москва: Высшая школа, 1984. 112 с.

6. Пригоровский Н.И. Методы и средства определения полей деформаций и напряжений. Москва: Машиностроение, 1983. 248 с.

7. Зенкин А.С., Арпентьев Б.М. Сборка неподвижных соединений термическими методами. Москва: Машиностроение, 1987. 128 с.

8. Гречисhev Е.С., Ильяшенко А.А. Соединения с натягом: расчеты, проектирование, изготовление. Москва: Машиностроение, 1981. 247 с.

Bibliography (transliterated)

1. Balackij L.T. Ustalost' valov v soedineniyah. Kyiv: Tehnika, 1972. 180 p.
2. Balackij L.T. Prochnost' pressovyh soedinenij. Kyiv: Tehnika, 1982. 151 p.
3. Danilov D.V., Andreev A.G. NDS profil'nyh soedinenij s natygom pod dejstviem kontaktnyh nagruzok. Zbirnyk naukovykh prac'. Tematychnyj vypusk: Dynamika i micnist' mashyn. Kharkiv: NTU "KhPI". 2011. Vyp. 52. P. 63-76.
4. Berniker E.I. Posadki s natygom v mashinostroenii. Moscow-Leningrad: Mashinostroenie, 1968. 168 p.
5. Dunaev P.F., Lelikov O.P., Varlamova L.P. Dopuski i posadki. Obosnovanie vybora. Moscow: Vysshaya shkola, 1984. 112 p.
6. Prigorovskij N.I. Metody i sredstva opredeleniya polej deformacij i napryazhenij. Moscow: Mashinostroenie, 1983. 248 p.
7. Zenkin A.S., Arpent'ev B.M. Sborka nepodvizhnyh soedinenij termicheskimi metodami. Moscow: Mashinostroenie, 1987. 128 p.
8. Grechishev E.S., Ilyashenko A.A. Soedineniya s natygom: raschety, proektirovanie, izgotovlenie. Moscow: Mashinostroenie, 1981. 247 p.

Поступила (received) 08.10.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Андреев Арнольд Георгиевич (Андреев Арнольд Георгійович, Andreev Arnol'd Georgievich) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Динамика и прочность машин» НТУ «ХПИ», тел.: (057) 707-68-79; e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua.

Ковалева Валерия Андреевна (Ковальова Валерія Андріївна, Koval'ova Valeriya Andriyivna) – студент, кафедра «Динамика и прочность машин», НТУ «ХПИ», e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. № 2. 2019