

ПРОЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ ПРИ НАЛИЧИИ ПОГРЕШНОСТИ ГЕОМЕТРИИ ФОРМЫ

Исследовано влияние погрешности геометрии формы на прочность цилиндрического соединения с натягом. Прочность соединения с идеальной цилиндрической геометрией сравнивалась с прочностью соединения при наличии конусообразности, седлообразности, бочкообразности, овальности. Был проведен расчет методом конечных элементов в Ansys и экспериментальные натурные исследования. Теоретически и экспериментально полученные результаты хорошо согласуются. Установлено, что прочность цилиндрического соединения с натягом при наличии погрешности геометрии формы снижается существенно, до 40%.

Ключевые слова: прочность соединения с натягом, погрешность геометрии формы

О.В.КУПРИЯНОВ

Українська інженерно-педагогічна академія

МІЦНІСТЬ З'ЄДНАННЯ З НАТЯГОМ ЗА НАЯВНОСТІ ПОХИБКИ ГЕОМЕТРИИ ФОРМИ

Досліджено вплив похибки геометрії форми на міцність циліндричного з'єднання з натягом. Міцність з'єднання з ідеальною циліндричною геометрією порівнювалася з міцністю з'єднання при наявності конусоподібності, седлоподібності, бочкоподібності, овальності. Був проведений розрахунок методом кінцевих елементів в Ansys та експериментальні натурні дослідження. Теоретично і експериментально отримані результати добре узгоджуються. Встановлено, що міцність циліндричного з'єднання з натягом при наявності похибки геометрії форми знижується істотно, до 40%.

Ключові слова: міцність з'єднання з натягом, похибка геометрії форми

O.V.KUPRIYANOV

Ukrainian Engineering Pedagogics Academy

DURABILITY OF CYLINDRICAL JOINT WITH INTERFERENCE FIT WITH INACCURACY OF GEOMETRICAL FORM

Influence of inaccuracy of form geometry on durability of cylindrical joint with interference fit is explored. Durability of joint with ideal cylindrical geometry was compared to durability of connection at presence of inaccuracy of geometrical form taper, bow, ovality. A calculation is conducted using finite element method in Ansys and compared with experimental field studies. Theoretical and experimental results are in good agreement. It is found that for small diameter cylindrical joint strength durability during normal relative geometric accuracy is reduced significantly, down to 40%.

Keywords: durability of joint with interference fit, inaccuracy of geometrical form.

Постановка проблемы

Цилиндрические соединения с натягом широко применяются в машиностроении. Основная функция соединения с натягом – обеспечивать жесткое неподвижное положение одной детали относительно другой. Соединение может работать на осевой сдвиг, проворачивание или испытывать комбинированную нагрузку.

Прочность соединения зависит от многих факторов: натяг, материала контактирующих поверхностей, их шероховатости и погрешности геометрии формы, состояния поверхностного слоя, способа сборки, смазки, промежуточных сред и т. д. [1, 2]. Необходимо учитывать каждый фактор, чтобы дать прогноз относительно прочности соединения с натягом.

Анализ последних достижений и публикаций

Расчет статической прочности цилиндрического прессового соединения обычно производится по формулам, основанным на решении плоской осесимметричной задачи теории упругости (задача Ляме – Гадолина). Прочность продольно-прессового соединения с натягом прямо пропорциональна площади контактирования. Хотя в целом, адекватность такой модели никто не оспаривает, несоответствия с практическими результатами часто имеют место. В таком случае несоответствия устраняют за счет коэффициента трения. Его величина должна аккумулировать все неучтенные параметры. Крагельский И. В. [3] построил наиболее общую и адекватную теорию трения твердых тел. Поскольку коэффициент трения нелинейно зависит от большого количества факторов, результат расчета имеет скорее оценочный характер и применяется на этапе проектирования.

Поэтому для прочности соединения с натягом всегда проводят экспериментальную проверку. Исследованием прочности, в зависимости от различных факторов, занимались Андреев Г.Я. [4],

Арпентьев Б.М. [5], Святуха А.А. [6] а также Sen S. [7]. Исследования проводились с планированием экспериментов, получены графические зависимости прочности.

Некоторые факторы, влияющие на прочность соединения с натягом, исследованы достаточно детально. Известно, что наибольшее влияние на прочность такого соединения оказывает величина натяга. К другим параметрам, оказывающим существенное влияние, относятся:

- материал и характеристики поверхностного слоя сопрягаемых деталей;
- микрогеометрия посадочных поверхностей – шероховатость и ее направление;
- наличие промежуточных сред – смазки, клеевых прослоек.

Влияние погрешности геометрии формы исследовано недостаточно. Это можно объяснить тем, что специальное проведение таких исследований требует механической обработки деталей с прецизионной точностью.

Цель исследования

Целью исследования является теоретическое определение величины влияния погрешности геометрии формы на прочность соединения с натягом в зависимости от величины геометрической точности соединения, и сравнение ее с экспериментальными данными.

Основная часть

Исследуемое соединение

Для цилиндрических соединений нормируются совокупность отклонений всей поверхности (допуск цилиндричности), отдельных ее сечений, либо отдельных геометрических элементов, независимо от формы реальной поверхности. В данной работе с целью исследования влияния формы реальной поверхности на прочность соединения рассматривались применявшиеся ранее частные виды отклонений формы. К ним относятся отклонения профиля поперечного сечения: конусообразность, бочкообразность, седлообразность и отклонение от круглости: овальность.

Относительная геометрическая точность формы может составлять от 60% поля допуска для нормальной (А) до менее 25% для особо высокой геометрической точности. Если при сборке с натягом погрешность геометрии формы деталей не нормируется, то ее величина может соответствовать нормальной геометрической точности.

Для сравнительных расчетов была выбрана посадка $\varnothing 60 \text{ H}8/\text{u}8$, как одна из достаточно грубых из применяемых для соединений с натягом. Для 8-го квалитета нормальная (А) относительная геометрическая точность соответствует 7-й степени точности. Для $\varnothing 60$ допуск погрешности геометрии формы 16 мм на сторону, 32 мм на диаметр. С целью усилить влияние погрешностей геометрии формы принимался минимальный натяг в соединении – 0,04 мм. Материал исследуемых деталей сталь 45.

Экспериментальные образцы показаны на рис. 1, погрешность геометрии формы графически увеличена для наглядности. Втулки были приняты цилиндрическими (рис. 1 а), а погрешность геометрии формы моделировалась на валах. Соединения с цилиндрическим валом (рис. 1 б) сравнивались с имеющими конусообразность, седлообразность, бочкообразность и овальность (рис. 1 в – 1 е). На прочность соединения оказывает влияние только геометрия посадочной поверхности, тем не менее для валов предусматривались хвостовики, которые при проведении экспериментальной проверки теоретических результатов упростят выпрессовывание.

Определение коэффициента трения для соединений с погрешностью геометрии формы

Коэффициент трения можно представить как постоянный при отсутствии погрешности геометрии формы, и переменный, пропорционально уменьшающийся на участках уменьшения натяга на погрешности геометрии. Поэтому коэффициент трения можно представить как двухкомпонентную линейную модель, в которой первая часть определяется величиной коэффициента трения в условиях постоянного нормального давления для данной контактной пары, а вторая зависит от изменения нормального давления в каждой точке контакта при наличии погрешности геометрии формы:

$$f = f_c + f_v \quad (1)$$

$$f = K_c A_c + K_v A_v \quad (2)$$

где A_c – постоянная составляющая контактного объема; A_v – переменная составляющая контактного объема; K_c и K_v – коэффициенты.

Для цилиндрического соединения с натягом:

$$A_c = \pi d l N / 2 \quad (3)$$

$$A_v = \pi d l N_v / 2 \quad (4)$$

где $N_v = \int_l^r NdN$ – усредненный натяг в соединении с учетом погрешности геометрии формы, от левой l до правой r части соединения; d – диаметр соединения; l – длина соединения.

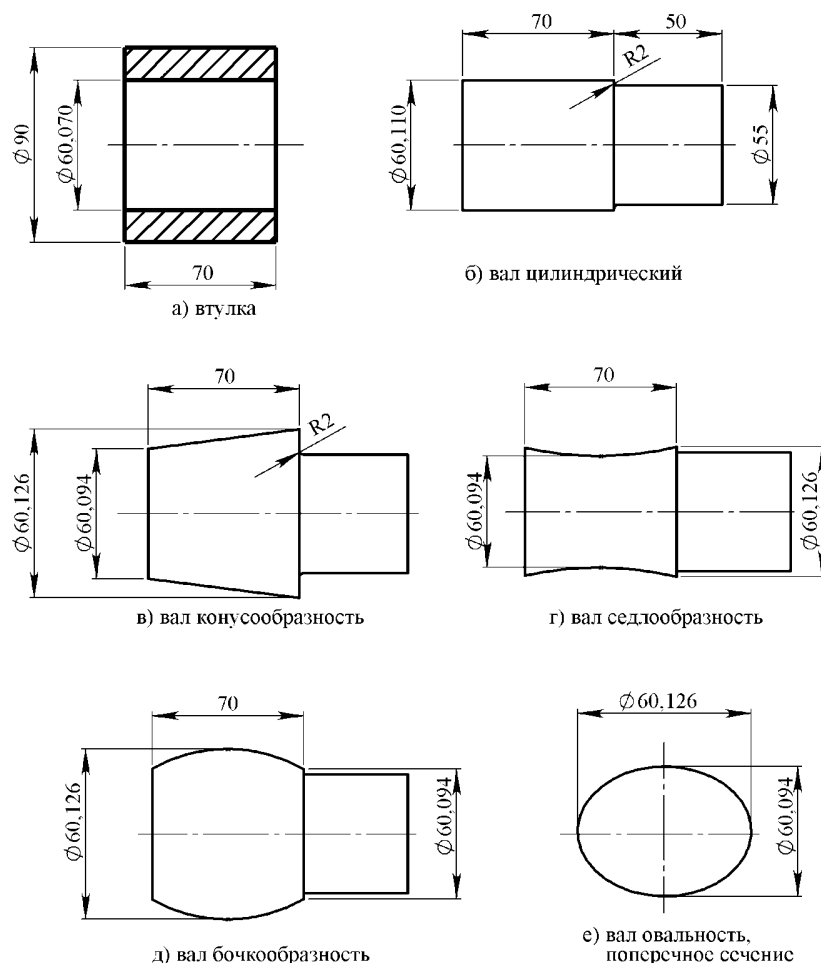


Рис. 1. Отклонения формы цилиндрических поверхностей, которые исследовались

Для определения коэффициентов K_c и K_v в формуле (2) воспользуемся данными [4]. Андреев Г.Я. проводил исследование прочности тепловых посадок с аналогичными нашим характеристиками: посадочный диаметр $d = 48$ мм, натяг $N = 0,03-0,07$ мм, температура среды 20°C , температура нагрева втулки 300°C , материал сталь 45, посадочные поверхности шлифованные, без смазки, без погрешности геометрии формы. По результатам экспериментов Андреева Г.Я. средний коэффициент трения, определенный по (2) получился $f = 0,38$. Учитывая, что у нас натяг ниже, чем в монографии Андреева Г.Я., будем ориентироваться на коэффициент трения $f = 0,35$. В этом случае при $A_c = 1,4 \text{ мм}^2$ величина $K_c = 0,25$ (см. (2), $A_v = 0$). При наличии погрешности геометрии $K_v = -0,125$. Полученные коэффициенты трения сведены в таблицу 1.

Теоретическое определение прочности

Расчет статической прочности исследуемого прессового соединения (рис. 1 б) на осевой сдвиг по формулам, основанным на решении плоской осесимметричной задачи теории упругости, дает прочность соединения $F = 171$ кН. Характеристики материала: модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; коэффициенты Пуассона $\nu = 0,3$; приняты одинаковыми для вала и втулки. При этом расчете коэффициент трения без погрешности геометрии был принят $f = 0,35$.

Моделирование прочности цилиндрического соединения с натягом при наличии погрешности геометрии формы для исходных данных рис. 1 было проведено средствами пакета инженерного анализа Ansys. В Ansys реализованы возможности для геометрического моделирования, поэтому был проведен расчет для вала с хвостовиком, что позволило приблизить решение к реальной задаче. Форма седлообразности и бочкообразности моделировалась дугой окружности, овальность в осевом сечении моделировалась овалом.

При расчете прочности свободному краю хвостовика вала задавалось смещение 1 мм, противоположный край втулки закреплялся в осевом направлении. После расчета выводилась сила, которая вызывала такое смещение.

На рис. 2 изображены полученные эквивалентные напряжения по критерию фон Мизеса.

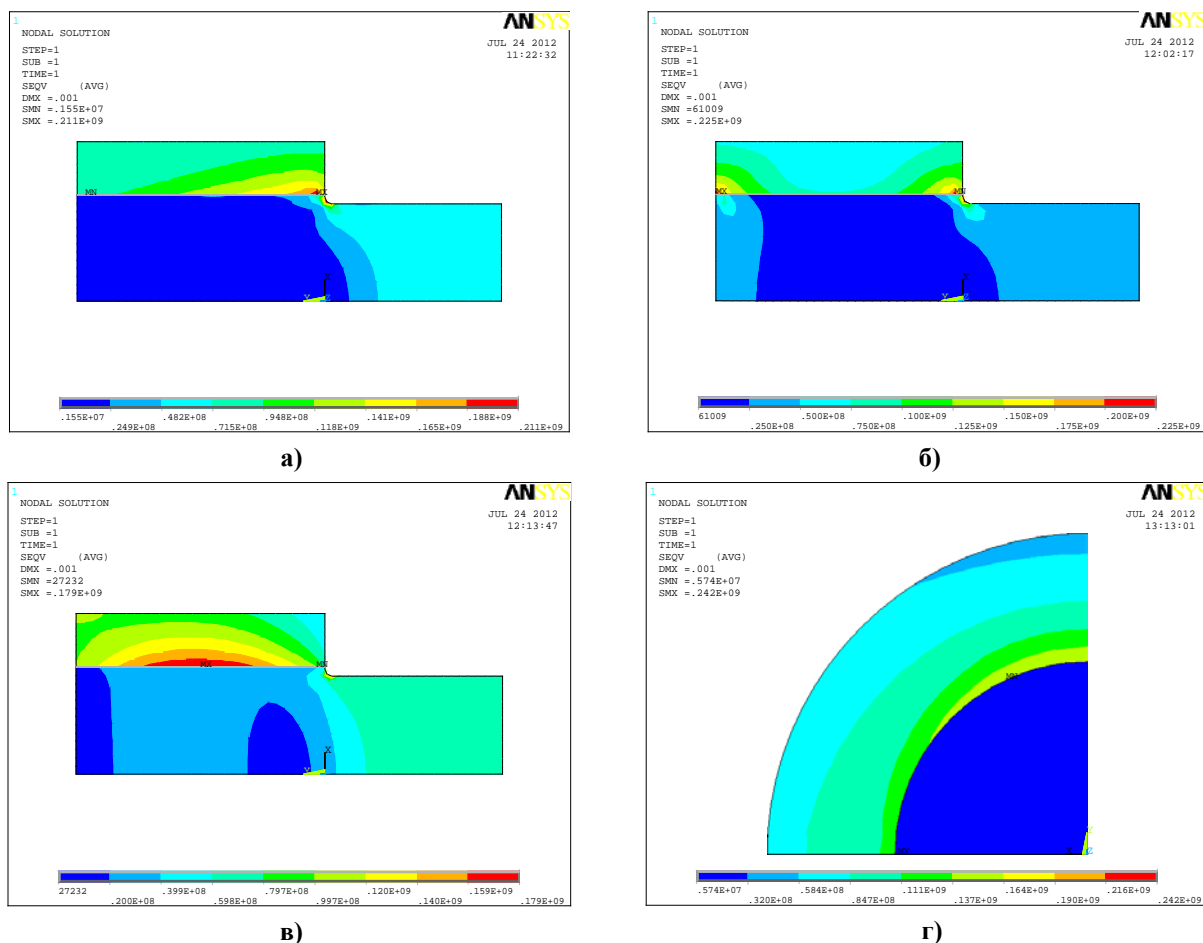


Рис. 2. Эквивалентные напряжения по критерию фон Мизеса при наличии конусообразности а), седлообразности б), бочкообразности в) овальности, вид с торца г)

Для случая цилиндричности, конусообразности, седлообразности и бочкообразности задача решалась в плоской постановке для половины изделия (на радиус), овальности – в объемной, для четверти конструкции. Для построения конечно-элементной модели первых четырех схем был использован элемент «PLANE82» с включенной опцией «axsymmetric», что и дало возможность свести объемную задачу к плоской. На линиях контакта использовались элементы «CONTA172» и «TARGE169». Для овальности были использованы твердотельные конечные элементы «SOLID95». Натяг моделировался начальным проникновением элементов.

Результаты моделирования прочности цилиндрического соединения с натягом при наличии погрешности геометрии формы приведены в таблице 1, для наглядности относительная прочность также изображена на гистограммы рис. 4.

Из анализа полученных результатов можно сделать вывод, что полученная численными методами прочность цилиндрического соединения с натягом при наличии максимально допустимой погрешности геометрии формы меняется существенно. Наличие конусообразности и овальности уменьшает прочность до 20%, седлообразность уменьшает прочность соединения на 36%, и только бочкообразность не приводит к существенному снижению. Таким существенное снижением прочности нельзя пренебрегать на практике, особенно для седлообразности.

Экспериментальное определение прочности

Достаточно грубая из применяемых для соединений с натягом посадка была выбрана по причине ограничений по точности имеющегося обрабатывающего оборудования. Дело в том, что изготовление погрешности формы на экспериментальных образцах необходимо было выполнять в пределах поля допуска посадки, при повышении точности затруднительно специально получить требуемую погрешность геометрии формы. Для искусственного получения погрешности геометрии формы на поверхности экспериментальных валиков использовались токарные станки с программным управлением. Посадочные поверхности втулок шлифовались.

В процессе эксперимента были изготовлены, измерены, скомплектованы, собраны тепловой сборкой, а затем распрессованы 15 соединений, по три каждого вида: без погрешности геометрии, с конусообразностью, седлообразностью, бочкообразностью и овальностью.

Для измерения наружного диаметра использовался оптиметр ИК6, с ценой деления 0,001 мм. Для измерение внутреннего диаметра использовался нутромер с индикаторной головкой с ценой деления 0,001 мм. Измерение величины шероховатости проводилось на двойном микроскопе МИС-11. Для разборки экспериментальных соединений использовался пресс Р50. Запись диаграммы распрессовки проводить через входящую в состав пресса систему, на миллиметровую бумагу.

Поскольку задачей эксперимента было установить влияние погрешностей геометрии формы на прочность, то все другие параметры экспериментальных образцов, как то: материал, шероховатость, окончательная обработка, были идентичны. Однако при изготовлении экспериментальных образцов стало понятно, что при помощи доступных методов механической обработки невозможно совершенно уравнивать натяг. В то же время величина натяга оказывает на прочность соединения гораздо большее влияние, чем прочие факторы. Поэтому воспользовались предложенными в [8] методами комплектования на основе ранжирования для выравнивания натяга. При этом для “лучших” образцов среднее отклонение натяга от номинального меньше 0,01 мм. В “оставшиеся” были выведены те, у которых точность полученной на валах погрешности геометрии несколько ниже.

Фотография соединений после тепловой сборки изображена на рис. 3 а), после распрессовки на рис. 3 б). Полученная в результате экспериментов прочность экспериментальных соединений приведена в табл. 1, а также в относительных цифрах на гистограмме рис. 4.

В результате экспериментов получили, что наибольшее снижение прочности, до 0,59, имело в соединениях с седлообразностью. Конусообразность показала прочность 0,87. Бочкообразность и овальность показали приблизительно равную, прочность, 0,8 и 0,79 соответственно.



Рис. 3 Экспериментальные соединения до и после распрессовки

Сравнение прочности по результатам моделирования в Ansys и результатов натуральных экспериментов

В табл. 1 обобщены данные о влиянии погрешности геометрии формы на осевую прочность соединений с натягом, рассчитанные при моделирования методом конечных элементов в Ansys и полученные в результате экспериментов. На рис 4 приведены графические результаты относительной прочности, прочность соединения без погрешности геометрии принята за единицу.

Полученные теоретически и экспериментально результаты хорошо согласуются, в пределах 10%. Исключением является бочкообразность, при которой экспериментальные результаты оказались на 25% ниже теоретических. Это можно объяснить тем, что натяги экспериментальных соединений с бочкообразностью случайно оказались ниже (0,0372 мм и 0,0303 мм) среднего натяга 0,04 мм. А, как известно, величина натяга оказывает наибольшее влияние на прочность соединения.

Таблица 1

Прочность при распрессовке чистовых экспериментальных образцов, сравнение результатов моделирования в Ansys и натуральных экспериментов

Наличие и вид погрешности	Коэффициент трения	Прочность МКЭ Ansys, кН	Относительная прочность МКЭ Ansys	Эксперимент, кН	Относительная прочность эксперимент	Отношение Ansys/эксперимент
Без погрешности	0,350	172	1	166,5	1	1,03
Конусообразность	0,280	137,7	0,80	144,5	0,87	0,95
Седлообразность	0,257	109,8	0,64	99	0,59	1,11
Бочкообразность	0,303	168	0,98	134	0,80	1,25
Овальность	0,288	140,5	0,82	131	0,79	1,07

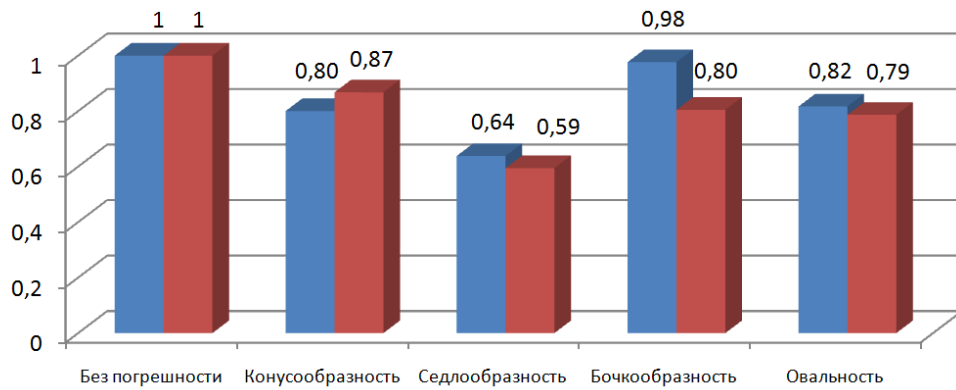


Рис. 4 Сравнительные результаты относительной теоретической и экспериментальной прочности на осевой сдвиг соединений с погрешностью геометрии

Полученные теоретические результаты подтверждены экспериментальными данными, поэтому предложенный подход для моделирования прочности цилиндрического соединения с натягом возможно использовать и для соединений других размеров и конфигурации.

Уменьшение прочности определено для нормальной (А) геометрической точности, при которой точность формы может составлять 60% поля допуска. Поэтому целесообразно ввести нормирование погрешности геометрии формы при изготовлении деталей для ответственных соединений с натягом. Для таких соединений целесообразно устанавливать особо высокую геометрическую точность, при которой погрешность формы не должна превышать 25% поля допуска. Соответственно снижение прочности будет меньше в два раза.

Выводы

1. Проведенные эксперименты показали, что погрешность геометрии оказывает существенное влияние на прочность цилиндрического соединения с натягом.
2. Наибольшее снижение прочности, до 40%, оказывает седлообразность. Конусообразность и овальность снижает прочность на 20%, бочкообразность не приводит к существенному снижению.
3. Полученные моделированием методом конечных элементов в Ansys результаты хорошо (в пределах 10%) согласуются с экспериментальными данными. Исключением является уменьшенная на 25%, по сравнению с моделированием, прочность экспериментальных соединений с бочкообразностью, что объясняется меньшими натягами экспериментальных соединений. Это свидетельствует о том, что для других типоразмеров, материала и величин погрешностей формы для оценки прочности соединения с натягом можно использовать моделирование методом конечных элементов с предложенным расчетом коэффициента трения.
4. Целесообразно ввести нормирование погрешности геометрии формы при изготовлении деталей для ответственных соединений с натягом. Для таких соединений целесообразно устанавливать особо высокую геометрическую точность, при которой погрешность формы не должна превышать 25% поля допуска.

Список использованной литературы

1. Gallio G. Influence of the mechanical behaviour of different adhesives on an interference-fit cylindrical joint [Text] / G. Gallio, M. Lombardia, D. Rovarinob, P. Finoa, L. Montanarao // International Journal of Adhesion and Adhesives. – 2013. – Vol. 47. – P. 63–68.
2. Sekercioglu T. The effects of bonding clearance and interference fit on the strength of adhesively bonded cylindrical components / T. Sekercioglu, A. Gulsoza, H. Rendeb // Materials & Design. – 2005. – Vol. 26, Issue 4. – P. 377–381.
3. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В.С.Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
4. Андреев Г.Я. Тепловая сборка колесных пар / Г.Я. Андреев. – Х: Издательство Харьковского ун-та, 1965. – 227 с.
5. Зенкин, А. С. Сборка неподвижных соединений термическими методами / А. С. Зенкин, Б.М. Арпентьев. - М.:Машиностроение, 1987. – 128 с.
6. Кравцов, М. К. Промежуточные среды в соединениях с натягом / М. К. Кравцов, А. А. Святуха, В.В. Чернов. – Х.: Штрих, 2001. – 200 с.
7. Sen, S. Stress analysis of interference fitted shaft–hub system under transient heat transfer conditions / S. Sen, V. Aksakal // Materials & Design. – 2004. – Vo. 25, Issue 5. – P. 63–68.
8. Куприянов А.В. Использование методов комплектования на основе ранжирования для многозвенной размерной цепи / А.В.Куприянов // Прогресивні технології і системи машинобудування: – Донецьк: ДонНТУ, 2012. – Вип. 1, 2 (44). – С. 123-127.