

Влияние масштабного фактора на прочность соединения с натягом при наличии погрешности геометрии формы

Украинская инженерно-педагогическая академия

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. Расчет проведен методом конечных элементов в Ansys. Установлено, что для малых диаметров прочность цилиндрического соединения с натягом при нормальной относительной геометрической точности снижается существенно, ужесточение норм до высокой относительной геометрической точности сокращает снижение точности более чем в два раза. Для больших диаметров влияние погрешности геометрии формы на прочность цилиндрического соединения с натягом менее существенно.

Ключевые слова: прочность соединения с натягом, погрешность геометрии формы.

Введение

Соединения с натягом широко распространены в машиностроении. На их прочность, кроме конструктивных, большое влияние оказывают также и технологические факторы. Необходимо обеспечить требуемую прочность соединения с натягом при принятой технологии его изготовления.

Известно, что наибольшее влияние на прочность такого соединения оказывает величина натяга [1]. К другим параметрам, оказывающим существенное влияние, относятся материал и характеристики поверхностного слоя сопрягаемых деталей, шероховатость и ее направление, наличие смазки, клеевых прослоек. Влияние погрешности геометрии формы на прочность соединения с натягом изучена недостаточно. Это важно для ответственных соединений, таких как узлы высокоскоростных машин.

Анализ исследований по влиянию погрешности геометрии соединения на прочность и учета коэффициента трения

В классической теории контактирования тел полагается, что сила трения пропорциональна силе контактного давления. Расчет статической прочности цилиндрического прессового соединения обычно производится по формулам, основанным на решении плоской осесимметричной задачи теории упругости (задача Ляме – Гадолина) [2]. Удобство этого расчета никто не оспаривает, несоответствия с практическими результатами часто имеют место. В таком случае несоответствия переносят на коэффициент трения, и его величина должна аккумулировать все неучтенные параметры. Это не удастся сделать аналитически с удовлетворительной точностью. Коэффициент трения f изменяется также при изменении контактного давления p , наличии смазки, промежуточных сред, микрогеометрии поверхностей и т.д.

Крагельский И.В. построил обобщенную молекулярно-механическую теорию коэффициента трения. Согласно ей, при контактировании поверхностей, трение образуется за счет упругого взаимодействия вершин выступов неровностей контактируемых поверхностей. При увеличении контактного давления увеличивается

количество «площадок», которые приходят во взаимодействие, в то же время площадь каждой отдельной «площадки» изменяется незначительно.

Величина погрешностей геометрии на порядок превосходит величину шероховатости контактирующих поверхностей. При наличии погрешности геометрии формы удельное давление p на различных участках контактирующих поверхностей является переменным. Поскольку стальные машиностроительные детали, применяемые в соединениях с натягом, имеют достаточно жесткую ступичную часть, то нагрузка преимущественно приходится на «выступы» погрешности геометрии, на «впадинах» поверхности не соприкасаются вовсе. В силу этого коэффициент трения на «впадинах» снижается.

Авторами проведено компьютерное моделирование методом конечных элементов с целью оценки влияния погрешности геометрии формы на прочность соединений с натягом $\varnothing 60$ [3], однако оно не подтвердилось экспериментальными исследованиями [4]. Дальнейшее уточнение расчета коэффициентов трения позволило получить данные, совпадающие с экспериментом [5]. Исследование было проведено только для нормальной относительной геометрической точности соединений с натягом $\varnothing 60$. Следует расширить эти исследования на другие размеры и относительную геометрическую точность.

Целью исследования является определение величины влияния погрешности геометрии формы на прочность соединения с натягом в зависимости от величины геометрической точности и габаритов соединения.

Основное содержание и результаты работы

Постановка задачи

В работе проведено сравнение влияния погрешности геометрии формы на прочность цилиндрического соединения с натягом:

- нормальной и высокой относительной геометрической точности для $\varnothing 60$;
- $\varnothing 60$ мм и $\varnothing 190$ мм для нормальной относительной геометрической точности.

Для сравнительных расчетов была выбрана посадка H8/u8, как одна из достаточно грубых из применяемых для соединений с натягом.

В ГОСТ 24642-81 нормируются совокупность отклонений всей поверхности (допуск цилиндричности), отдельных ее сечений, либо отдельных геометрических элементов, независимо от формы реальной поверхности. С целью определения влияния формы реальной поверхности исследовалось влияние на прочность соединения применявшихся ранее частных видов отклонений формы. К ним относятся отклонения профиля поперечного сечения: конусообразность, бочкообразность, седлообразность и отклонения от круглости: овальность.

Относительная геометрическая точность формы может составлять от 60% поля допуска для нормальной (A) до менее 25% для особо высокой геометрической точности [6]. Если при сборке с натягом погрешность геометрии формы деталей не нормируется, то ее величина может соответствовать нормальной геометрической точности.

Для 8-го качества нормальная (A) относительная геометрическая точность соответствует 7-й степени точности, что для $\varnothing 60$ допускает погрешность геометрии формы 32 мм на диаметр. Высокая (C) относительная геометрическая точность соответствует 5-й степени точности, что для $\varnothing 60$ допускает погрешность

геометрии формы 12 мкм на диаметр.

Для $\varnothing 190$ нормальная (A) относительная геометрическая точность допускает погрешность геометрии формы 40 мкм на диаметр.

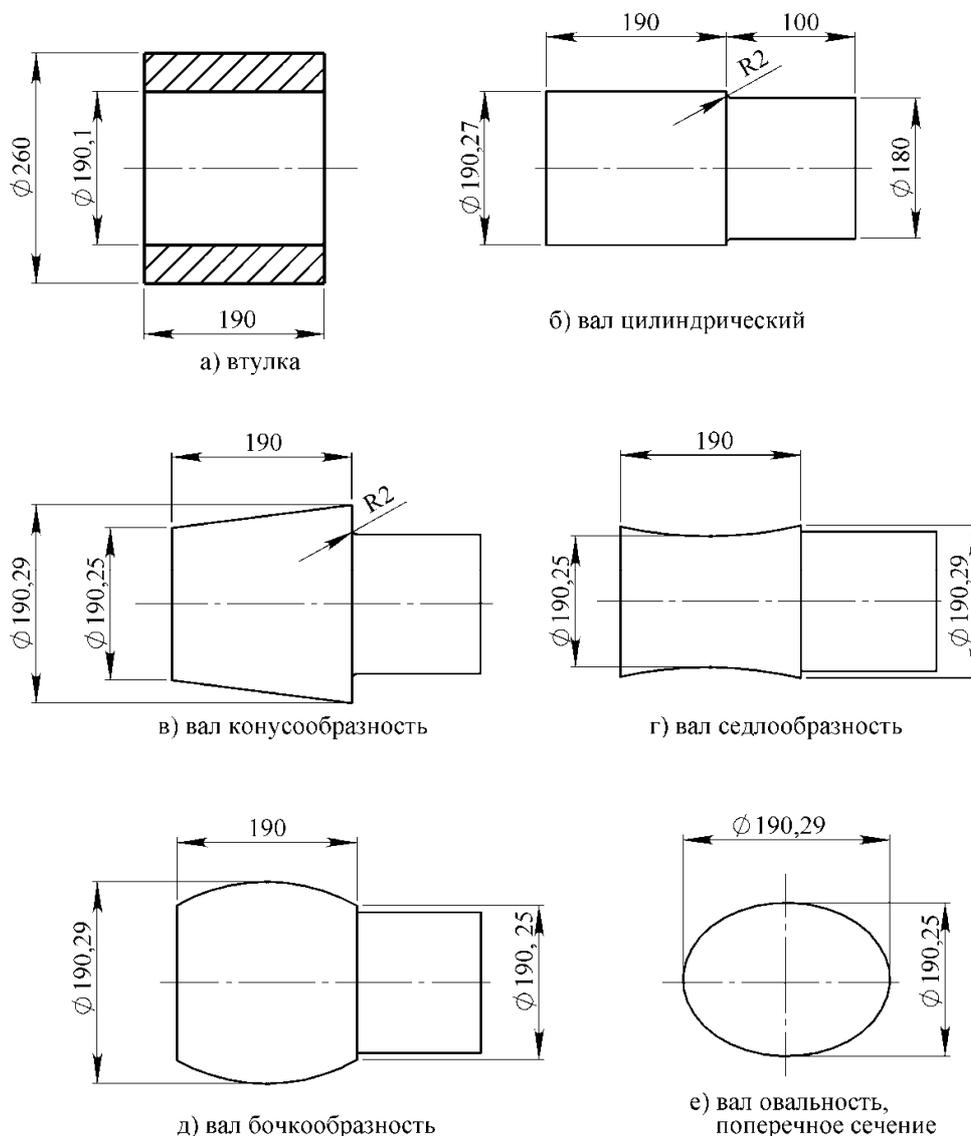


Рис. 1. Отклонения формы цилиндрических поверхностей, которые исследовались, $\varnothing 190$, нормальная (A) относительная геометрическая точность

В качестве примера на рис. 1 показаны образцы для исследований, $\varnothing 60$, нормальная относительная геометрическая точность. Погрешности геометрии формы графически увеличены для наглядности. Втулки были приняты цилиндрическими (рис. 1а), а погрешность геометрии формы моделировалась на валах. Цилиндрический вал (рис. 1б) сравнивался с имеющими конусообразность, седлообразность, бочкообразность и овальность (рис. 1в – 1е). На прочность соединения влияет геометрия только посадочной поверхности, тем не менее для валов предусматривались хвостовики.

Материал деталей был принят сталь 45. Характеристики материала: модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; коэффициенты Пуассона $\nu = 0,3$; приняты одинаковыми для вала и втулки.

Определение коэффициента трения для соединений с погрешностью геометрии формы

При моделировании в Ansys нет возможности задавать переменный коэффициент трения в зависимости от контактного давления. Поэтому необходимо разработать модель определения усредненного коэффициента трения при контактом давлении, зависящем от погрешностей геометрии формы.

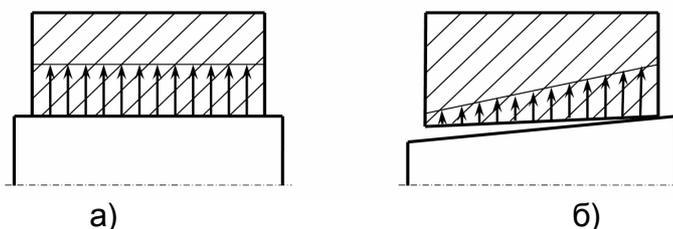


Рис. 2. Изменение контактного объема трения при наличии конусообразности

Представим коэффициент трения как постоянный при отсутствии погрешности геометрии формы (рис. 2 а), и переменный, пропорционально уменьшающийся на участках уменьшения натяга на погрешности геометрии (рис. 2 б), величина коэффициента трения пропорциональна высоте показанного стрелками контактного давления. Для примера на рисунке изображено осевое сечение, но показанные неравномерности имеют место на всем цилиндре контактирования посадочных поверхностей деталей, что дает право называть эту зону контактным объемом трения.

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:

$$f = f_c + f_v = K_c A_c + K_v A_v, \quad (1)$$

где A_c – постоянная составляющая контактного объема;

A_v – переменная составляющая контактного объема;

K_c и K_v – коэффициенты.

Для определения коэффициентов K_c и K_v воспользуемся данными [1]. Андреев Г.Я. проводил исследование прочности тепловых посадок с аналогичными нашим характеристиками. По результатам экспериментов Андреева Г.Я. средний коэффициент трения получился $f = 0,38$. Учитывая, что у нас натяг ниже, чем в монографии Андреева Г.Я., будем ориентироваться на коэффициент трения $f = 0,35$. Полученные в результате расчетов по (1) результирующие коэффициенты трения сведены в таблицу 1.

Таблица 1

Коэффициенты трения для экспериментальных соединений

№	Виды отклонений формы	Ø60, нормальная (А) точность	Ø60, высокая (С) точность	Ø190, нормальная (А) точность
1	Без погрешности	0,35	0,35	0,355
2	Конусообразность	0,28	0,324	0,334
3	Седлообразность	0,257	0,315	0,327
4	Бочкообразность	0,303	0,333	0,34
5	Овальность	0,28	0,324	0,334

Определение прочности методом конечных элементов в Ansys

Моделирование прочности цилиндрического соединения с натягом при наличии погрешности геометрии формы для исходных данных рис. 1 было проведено средствами Ansys v.12. Форма седлообразности и бочкообразности моделировалась дугой окружности, овальность в осевом сечении моделировалась овалом.

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

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.

На рис. 3 и 4 изображены примеры полученных эпюр эквивалентных напряжений по критерию фон Мизеса для бочкообразности и овальности соответственно, $\varnothing 190$, нормальная (А) относительная геометрическая точность. Другие случаи для экономии места не приведены, они аналогичны.

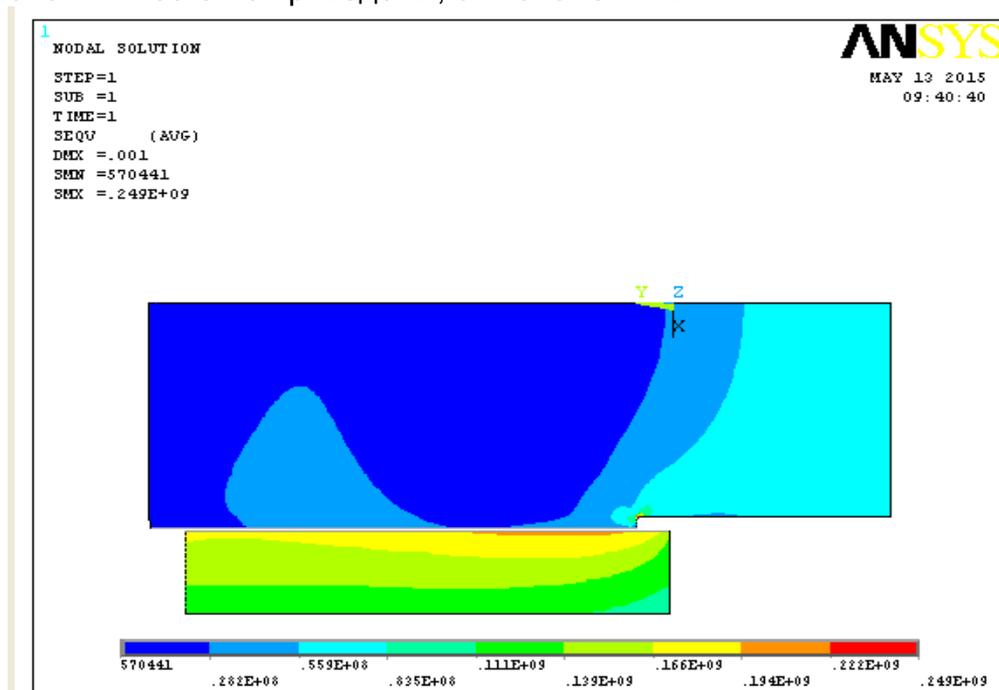


Рис. 3. Эквивалентные напряжения по критерию фон Мизеса при наличии бочкообразности, $\varnothing 190$ нормальная (А) относительная геометрическая точность

Графики напряжений, полученные в Ansys, сформированы для случаев напряженно-деформированного состояния в момент срыва посадки от действия осевой силы, а не напряженно-деформированного состояния посадки от действия натяга. Поэтому хвостовик тоже находится в напряженном состоянии.

Максимальные напряжения для всех задач намного ниже предела текучести

для выбранного материала и составляет 431 МПа в случае седлообразности Ø190.

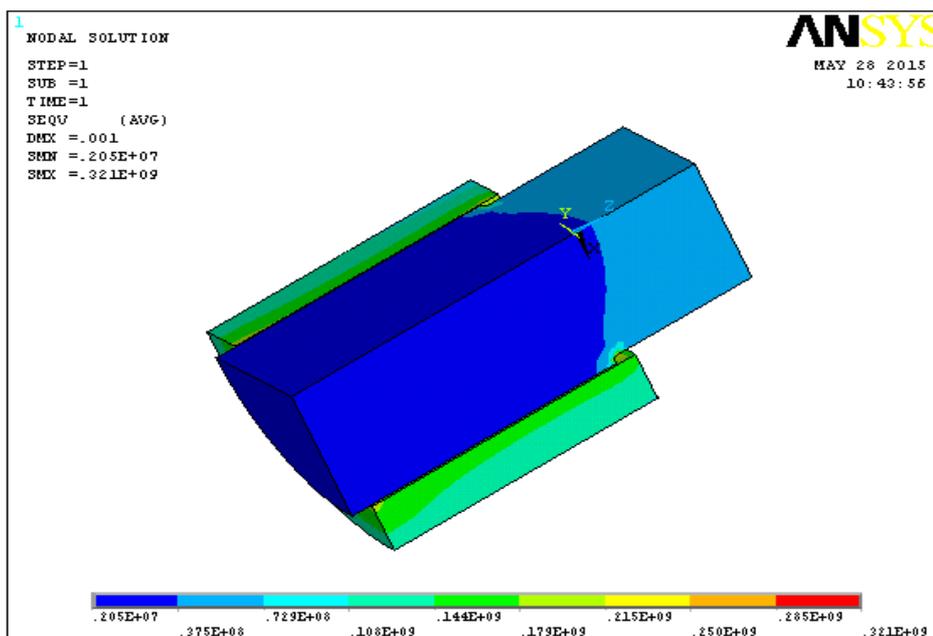


Рис. 4. Эквивалентные напряжения по критерию фон Мизеса при наличии овальности, объемное изображение, Ø190 нормальная (А) относительная геометрическая точность

Результаты моделирования

Результаты моделирования прочности цилиндрического соединения с натягом при наличии погрешности геометрии формы приведены в таблице 2, для наглядности диаграммы относительной прочности также изображены на рис. 5.

Таблица 2

Результаты расчета прочности соединения с натягом на осевой сдвиг при наличии погрешности геометрии формы

№	Виды отклонений формы	Ø60, нормальная (А) точность		Ø60, высокая (С) точность		Ø190, нормальная (А) точность	
		прочность, кН	относител. прочность	прочность, кН	относител. прочность	прочность, кН	относител. прочность
1	Без погрешности	172	1	172	1	1664	1
2	Конусообразность	138	0,80	159	0,92	1570	0,94
3	Седлообразность	110	0,64	147	0,85	1477	0,89
4	Бочкообразность	168	0,98	171	0,99	1663	1
5	Овальность	137	0,80	158	0,92	1433	0,86

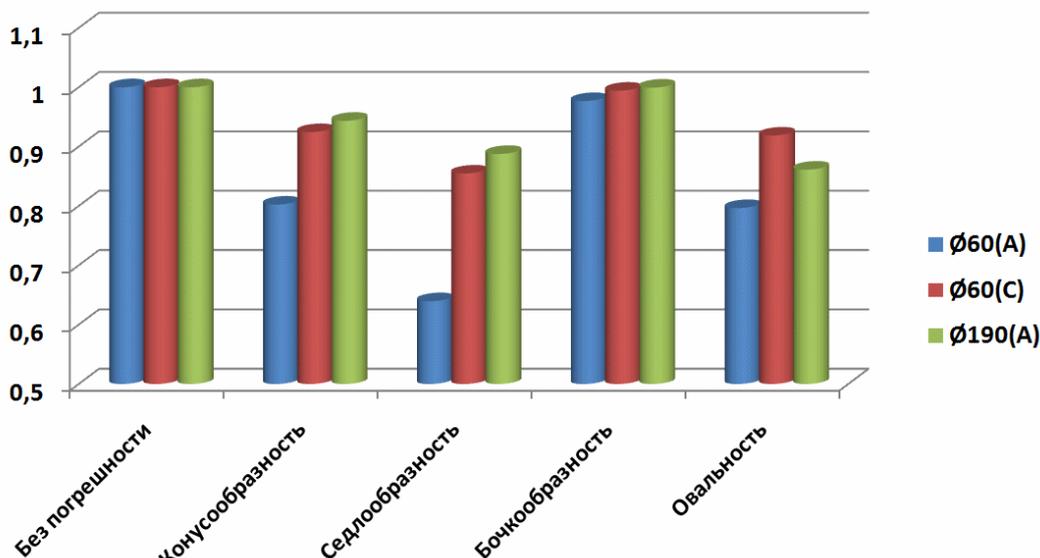


Рис. 5. Относительная прочность на осевой сдвиг

Из анализа полученных результатов можно сделать вывод, что прочность цилиндрического соединения с натягом при наличии максимально допустимой погрешности геометрии формы меняется существенно. Наличие конусообразности и овальности уменьшает прочность на 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.

Если ввести ограничение погрешности геометрии формы до высокой точности, то снижение прочности становится намного меньше. В этом случае наличие конусообразности и овальности уменьшает прочность на 8%, седлообразность уменьшает прочность соединения на 15%, бочкообразность не приводит к существенному снижению.

Для габаритных соединений, снижение прочности даже для максимально допустимой погрешности геометрии формы не так существенно. В этом случае наличие максимальное снижение прочность наблюдается для овальности и составляет 14%, для остальных меньше 10%. Причина этого в том, что, согласно нормам стандарта, чем больше габариты соединения, тем меньшее отношение погрешности геометрии к полю допуска разрешается.

Выводы

1. Проведенный расчет позволяет сделать вывод, что прочность цилиндрического соединения с натягом при наличии погрешности геометрии формы снижается существенно, до трети. Наибольшее неблагоприятна седлообразность, затем овальность и конусообразность, бочкообразность не приводит к существенному снижению.

2. Рекомендуется более жесткое нормирование погрешности геометрии формы при изготовлении деталей ответственных соединений с натягом. Оно позволяет избежать значительно снижения прочности.

3. Чем больше габариты соединения, тем влияние погрешности геометрии на прочность соединения с натягом меньше.

Список литературы

1. Андреев Г.Я. Тепловая сборка колесных пар. – Х: Издательство Харьковского университета, 1965. – 227 с.
2. Балацкий Л.Т. Прочность прессовых соединений. – К.: Техніка, 1982. – 151с.
3. Куприянов А.В. Влияние погрешности геометрии формы на прочность соединений с натягом / А.В.Куприянов, Н.К. Резниченко // Вісник Інженерної академії наук України. – Київ. – 2011. – Вип.3. – С. 119-124.
4. Куприянов А.В. Экспериментальное исследование влияния погрешности геометрии формы деталей на прочность цилиндрического соединения с натягом // Машинобудування: Збірник наукових праць. – Харків: УІПА. – 2012. – Вип. 10. – С. 85-93.
5. Куприянов А.В. Моделирование прочности соединения с натягом при наличии погрешности геометрии формы / А.В.Куприянов // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2013. – №5. – С. 41-44.
6. Допуски и посадки. Справочник. В 2-х ч./ В.Д.Мягков, М.А.Палей, А.Б.Романов, В.А.Брагинский. – 6-е изд, перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1982. Ч. 1. – 543 с.

Поступила в редакцию 15.06.2015

Вплив масштабного фактора на міцність з'єднання з натягом при наявності похибки геометрії 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, сідлоподібності, бочкоподібності, овальності. Розрахунок проведено методом кінцевих елементів в Ansys. Встановлено, що для малих діаметрів міцність циліндричного з'єднання з натягом при нормальній відносній геометричній точності знижується істотно, посилення норм до високої відносної геометричної точності скорочує зниження точності більш ніж в два рази. Для великих діаметрів вплив похибки геометрії форми на міцність циліндричного з'єднання з натягом менш істотний.

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

Influence of scale factor on the 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. It is found that for small diameter cylindrical joint strength durability during normal relative geometric accuracy is reduced significantly, rising precision standards to high geometrical precision reduces reduction the accuracy more than twice. For larger diameters, the impact of the geometry of form errors on the durability of the cylindrical joint with interference fit is less significant.

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