

КОРРЕЛЯЦИОННАЯ СВЯЗЬ МЕЖДУ ПОГРЕШНОСТЯМИ ГЕОМЕТРИИ ФОРМЫ И ПРОЧНОСТЬЮ СОЕДИНЕНИЙ

1. Введение

Соединения с натягом получили широкое распространение в промышленности, так как обеспечивают высокую прочность и сравнительно просто технологически реализуются. Использование нагрева позволяет получить большую, по сравнению с прессовой посадкой, прочность. Исследовались и успешно прошли промышленную апробацию решения по замене шлицевых соединений на прессовые [1].

Такие авторы, как Андреев Г.Я., Бобровников Г.Я., Арпентьев Б.М., Зенкин А.С., исследовали влияние различных геометрических и технологических параметров на прочность соединения с натягом, собираемого с термовоздействием. 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.

Целенаправленных исследований влияния макрогеометрических показателей сопрягаемых поверхностей на прочность, таких как погрешности геометрии формы, авторам не известно. Это можно объяснить тем, что специальное проведение таких исследований требует механической обработки деталей с прецизионной точностью.

Косвенные экспериментальные данные приведены в [1]. Авторами исследовались конструкция осевого редуктора, в котором шлицевые соединения переведены на посадку с натягом. Сборка производилась с использованием нагрева охватывающих деталей. Поскольку точность изготовления охватывающих деталей была невелика, присутствовали существенные погрешности геометрии формы. При обработке экспериментальных данных они были запротоколированы.

Относительная геометрическая точность формы может составлять от 60% поля допуска для нормальной (А) до менее 25% для особо высокой геометрической точности [2]. При сборке с натягом с использованием термовоздействия погрешность геометрии формы деталей не нормируется, следовательно ее величина может соответствовать нормальной геометрической точности.

Целью исследования является определение степени влияния погрешностей геометрии формы на прочность соединения с натягом.

2. Основное содержание и результаты работы

2.1. Известные экспериментальные исследования

Для осевого редуктора замена шлицевой посадки на посадку с натягом выполнялось для зубчатого колеса (посадочный диаметр $\varnothing 90$), шестерни ведущей ($\varnothing 75$), большого ($\varnothing 75$) и малого ($\varnothing 65$) фланцев крепления карданного вала. В качестве критерия прочности посадки был выбран крутящий момент, при котором происходило нарушение прочности соединения. Результаты экспериментов показали, что принятые соединения с натягом выдерживают нагрузки, применяемые в условиях эксплуатации. При этом они обладают рядом преимуществ: проще и дешевле в изготовлении, долговечнее в условиях знакопеременных нагрузок.

В экспериментах использовались охватывающие детали, изготавливаемые в заводских условиях. В качестве охватываемых были использованы экспериментальные валы с длиной посадочного диаметра 120 мм и квадратной головкой для прикладывания проворачивающего момента. В условиях эксперимента валы шлифовались к охватывающим деталям для получения нужного натяга. Сборка образцов осуществлялась вручную после нагрева охватывающих деталей на индукционной установке токами промышленной частоты до температуры 210 – 230 °С. Посадочные места валов перед сборкой покрывались тонким слоем масла МС-20. Для фиксирования момента проворачивания использовалось оригинальное приспособление, подключенное к гидравлическому прессу.

Результаты измерений посадочных диаметров восьми экспериментальных соединений зубчатое колесо – вал приведены в таблице 1. Измерения охватывающих поверхностей производились индикаторным нутромером повышенной точности, охватываемых на вертикальном оптиметре. Измерения производили в трех поперечных сечениях (два на торцах и одно в середине) в двух взаимно перпендикулярных направлениях, в таблице приведены отклонения от номинального размера. Экспериментальные образцы клеймили номером и рисками в сечении, в котором производили измерения, чтобы при сборке совместить измеренные поверхности и знать фактический натяг. Шероховатость оценивалась по профилограмме, записанной в поперечном направлении.

Подобные эксперименты были также проведены для шестерни, большого и малого фланцев. Для экономии места они здесь не приводятся.

Таблица 1

Результаты экспериментов для зубчатого колеса

№ об раз ца	Колесо, в двух плоск. и трех сечен., мкм								Вал, в двух плоскостях и трех сечен., мкм								Натяг , мкм	Момент проворач ивания, Н м
	1	2	3	1'	2'	3'	Средн. диам., мм	Шерохов атость, Ra	1	2	3	1'	2'	3'	Средн. диам., мм	Шерох оватост ь, Ra		
18	20	20	0	20	20	-20	90,01	7,2	50	57	49	50	50	49	90,051	1,2	41	6750
19	20	0	-10	10	-10	-30	89,997	4,9	60	58	58	57	55	54	90,057	1,1	60	9750
22	10	10	-20	-20	-10	-20	89,992	5,3	75	76	80	75	75	77	90,076	1	84	14600
21	-10	-10	-20	30	40	40	90,012	7	100	97	98	103	98	94	90,098	1,25	86	13000
23	-30	-20	-30	10	20	20	89,995	6	97	104	96	91	94	98	90,097	1,05	102	16000
20	30	40	40	60	80	80	90,055	4,1	150	155	157	158	160	160	90,157	0,95	102	16500
17	10	0	-10	-40	-40	-40	89,98	5,5	108	105	103	105	103	104	90,105	0,8	125	19000
24	-30	-10	-30	-10	10	10	89,99	5,8	110	118	114	116	117	117	90,115	1,2	125	19000

2.2. Обработка экспериментальных данных

В качестве погрешностей геометрии формы цилиндрических поверхностей, исследование которых проводится, выберем конусообразность, овальность и седлообразность. Результаты расчетов этих погрешностей по данным измерений таблицы 1 для зубчатого колеса приведены в таблице 2. Для деталей овальность определялась как разность средних значений в двух перпендикулярных направлениях, конусообразность как разность средних значений в торцевых сечениях, седлообразность как разность средних значений в торцевых сечениях и в среднем. Для соединения овальность, конусообразность и седлообразность определялась как разность этих показателей колеса и вала, поскольку эти погрешности имеют одно направление. Шероховатость для соединения, напротив, суммировала шероховатости деталей.

Графическая интерпретация влияния погрешностей геометрии формы на прочность соединения с натягом приведена на рис. 1. По горизонтальной оси отложены значения соответствующих геометрических факторов, по вертикальной оси величина момента, который приводит к нарушению прочности соединения. Кроме обозначенных кружками

числовых данных, приведены также графики линейной регрессии. Числовые данные не группируются возле графиков регрессии, нет также достаточных оснований полагать, что они будут группироваться вокруг функций других видов. Из анализа полученных результатов можно сделать вывод, что явной связи между погрешностями геометрии формы в отдельности и прочностью соединения нет. Для сравнения на рис. 1д) приведены подобные данные о влиянии натяга, где данные экспериментов группируются возле графика регрессии достаточно кучно.

Таблица 2

Погрешности геометрии для зубчатого колеса

№ образца	Колесо, мкм				Вал, мкм				Соединение, мкм			
	Овальность	Конусообразн.	Седлообразн.	Шероховатость, Ra	Овальность	Конусообразн.	Седлообразн.	Шероховатость, Ra	Овальность	Конусообразн.	Седлообразн.	Шероховатость, Ra
18	6,7	30	-15	7,2	2,3	1	-4,0	1,2	4,3	29	-11	8,4
19	13,3	35	2,5	4,9	3,3	2,5	0,8	1,1	10,0	32,5	1,8	6
22	16,7	15	-12,5	5,3	1,3	-3,5	1,3	1	15,3	18,5	-13,8	6,3
21	-50,0	0	-5	7	0,0	5,5	1,3	1,3	-50,0	-5,5	-6,3	8,3
23	-43,3	-5	-7,5	6	4,7	-3	-3,5	1,1	-48,0	-2	-4	7,1
20	-36,7	-15	-7,5	4,1	-5,3	-4,5	-1,3	1,0	-31,3	-10,5	-6,3	5,1
17	40,0	10	0	5,5	1,3	3	1,0	0,8	38,7	7	-1	6,3
24	-26,7	-10	-15	5,8	-2,7	-2,5	-3,3	1,2	-24,0	-7,5	-11,8	7

Обработка данных для шестерни и двух фланцев также не дает информации о наличии зависимости между погрешностями и прочностью и в статье не приводятся.

2.3. Корреляционная зависимость прочности от геометрических параметров

Хотя влияние каждой из погрешностей геометрической формы на прочность соединения с натягом на примере исследованных соединений не выявлено, но их совместное влияние может быть существенно.

Исследуем зависимость прочности собранного соединения с натягом от погрешностей геометрии формы соединения.

Если допустить, что одна случайная величина зависит от ряда других переменных величин и эта связь линейная, то форма её определяется следующим уравнением регрессии:

$$\bar{y}(x) = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + \dots + a_nx_n,$$

где $x_1, x_2, \dots, x_n$ - переменные; $a_0, a_1, \dots, a_n$ - коэффициенты регрессии.

Коэффициенты уравнения регрессии находятся по методу наименьших квадратов [3].

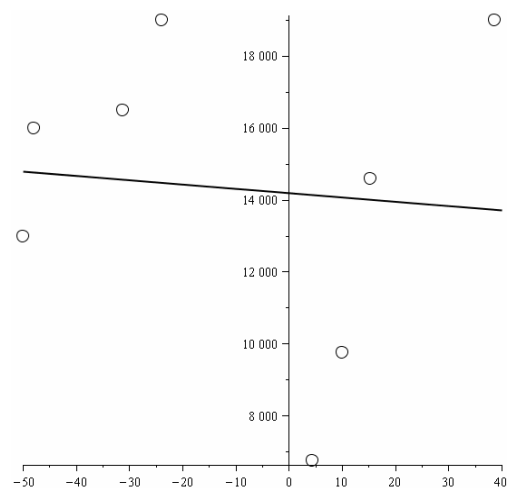
По величине коэффициентов $a_0, a_1, \dots, a_n$ можно судить, насколько изменится зависимая переменная, если соответствующая независимая переменная изменится на единицу, при условии, что остальные переменные сохраняют постоянное значение.

Так, например, приняв за случайную величину y - прочность соединения, а за переменные x_1 - овальность, x_2 - конусообразность, и x_3 - седлообразность, по результатам эксперимента было получено, что уравнение линейной регрессии прочности соединения зубчатого колеса с валом имеет вид:

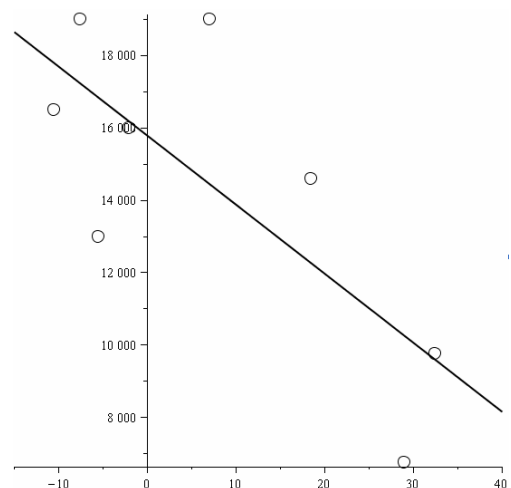
$$\bar{y}(x) = 1802,6 + 9,57 x_1 - 31,27 x_2 + 4,3 x_3.$$

Как известно [3], теснота связи в случае множественной регрессии оценивается корреляционным отношением R , которое в случае линейной связи называется множественным коэффициентом корреляции. Коэффициент множественной корреляции удобно вычислять по формуле [4]:

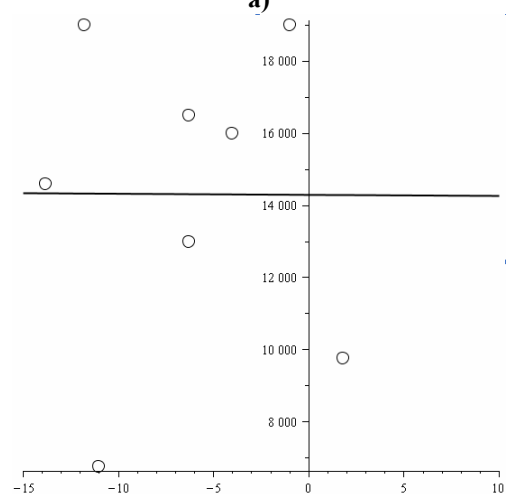
$$R = \sqrt{\Delta_y / \Delta},$$



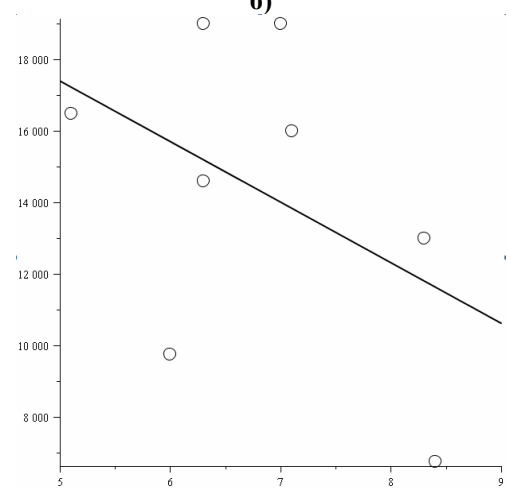
а)



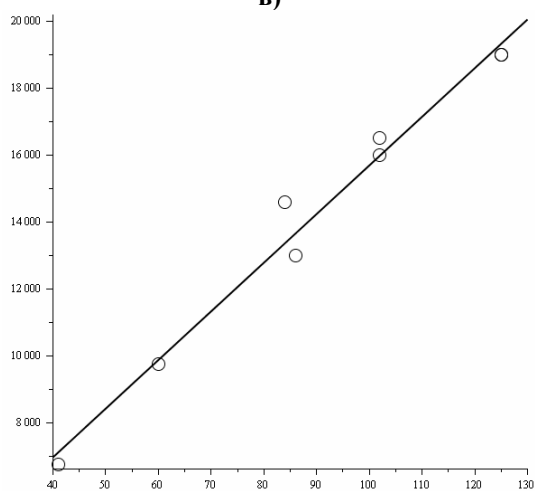
б)



в)



г)



д)

Рис. 1. Влияние геометрических факторов на прочность соединения с натягом:

- а) овальность;**
б) конусообразность;
в) седлообразность;
г) шероховатость;
д) натяг.

где детерминант

$$\Delta = (-1)^{n+1} \begin{vmatrix} 1 & r_{12} & \dots & r_{1n} \\ r_{21} & 1 & \dots & r_{2n} \\ \dots & \dots & r_{ij} & \dots \\ r_{n1} & r_{n2} & \dots & 1 \end{vmatrix} \text{ и } r_{ij} - \text{парный коэффициент корреляции между } i - \text{ой и } j - \text{ой}$$

независимой переменной:

$$r_{ij} = \frac{1}{m} \sum_1^m \left(\frac{x_i - \bar{x}_i}{\sigma_i} \right) \left(\frac{x_j - \bar{x}_j}{\sigma_j} \right),$$

где $\bar{x}_k$ - среднее значение переменной по выборке объёма m ; σ_k - среднее квадратичное отклонение k -ой переменной.

Детерминант Δ_y получается из детерминанта Δ при помощи добавления верхней строки, состоящей из коэффициентов корреляции r_{yk} между зависимой переменной Y и k -ой независимой переменной x и столбца из тех же коэффициентов.

Если $\bar{y}$ - среднее значение y_i и σ_y - среднее квадратичное отклонение величины y , то коэффициент корреляции r_{yk} имеет вид:

$$r_{ik} = \frac{1}{m} \sum_1^m \frac{(y_i - \bar{y})(x_{ki} - \bar{x}_k)}{\sigma_y \sigma_k}.$$

Результат R может находиться в диапазоне $[0; 1]$, близость к нулю говорит об отсутствии связи, близость к единице – полную линейную связь. Значения, близкие к единице, свидетельствуют о существенной связи.

В результате обработки экспериментальных данных [1] получили данные множественного коэффициента корреляции совместного влияния овальности, конусообразности и седлообразности на прочность соединения с натягом на проворачивание:

1. Для зубчатого колеса $R = 0,86$; добавление четвертого параметра – шероховатости, увеличивает коэффициент корреляции до $R = 0,87$, что свидетельствует о существенности влияния погрешностей геометрии формы.
2. Для ведущей шестерни $R = 0,52$.
3. Для большого фланца $R = 0,74$.
4. Для малого фланца множественный коэффициент корреляции самый низкий, $R = 0,39$ и говорит в пользу ее отсутствия.

Эти результаты позволяют сделать вывод, что хотя каждая из погрешностей геометрии формы в отдельности не оказывает заметного влияния на прочность соединения с натягом, то их совместное влияние существенно. Вопрос требует дополнительных исследований с целью выявления величины и характера этой связи, с целью ограничения относительной геометрической точности формы деталей, изготавливаемых для получения посадок с натягом.

ВЫВОДЫ

1. Отдельное влияние каждой из погрешностей геометрии формы на прочность соединения с натягом не выявлено.
2. Совместное влияние, наоборот, существенно, коэффициент множественной корреляции находится для рассмотренных соединений в диапазоне $R = 0,39 - 0,86$.
3. Вид и характер влияния погрешностей геометрии формы на прочность соединения с натягом требует дополнительного исследования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Отчет о научно исследовательской работе: Исследование процессов тепловой сборки соединений осевого редуктора и стального центра тепловозов ТУ-5 и ТУ-53; исследование и изготовление индуктора. Лаборатория автоматизации технологических процессов в машиностроении кафедры ТМС. - Харьков: УЗПИ, 1972. - 194 с.
2. Допуски и посадки. Справочник. В 2-х ч./ В.Д.Мяжков, М.А.Палей, А.Б.Романов, В.А.Брагинский. - 6-е изд, перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, 1982. Ч. 1. - 543 с.
3. Крамер Г. Математические методы статистики: Пер. с англ. - 2-е изд. - М.: Мир, 1975. - 676с.
4. Пугачев В.С. Теория вероятностей и математическая статистика. - М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979. - 496с.