

УДК 621.792.8:622.276.05

**ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ МЕТОДОВ СБОРКИ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ
ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ**

©Кравцов М. К., Бондарь Д. И.

Украинская инженерно-педагогическая академия

В статье рассматривается применения индукционного нагрева при сборке соединений с большими натягами. Исследована возможность использования свойств материалов при деформации за пределом упругости.

Ключевые слова: индукционный нагрев, натяг, предел упругости, технологический процесс.

Кравцов М. К. Бондар Д. И. «Застосування теплових методів збірки для підвищення технологічності нафтовидобувного обладнання».

В статті розглядається застосування індукційного нагріву при складанні з'єднань з великими натягами. Досліджено можливість використання властивостей матеріалів при деформації поза межами пружності.

Ключові слова: індукційний нагрів, натяг, межа пружності, технологічний процес.

Kravtsov M. K., Bondar D. I. "The application of thermal methods of assembling for raising the technology of oil-producing equipment".

The application of induction heating for assembling of units with great strain is examined in the article. The possibility of using of material properties under deformation after the elastic limit is investigated.

Key words: induction heating, strain, elastic limit, technological process.

1. Актуальность проблемы

Применение индукционного нагрева позволяет осуществлять сборку соединений с большими натягами, что в свою очередь, даёт возможность использовать резервы прочности пластичных материалов при деформировании за пределом упругости, устранить дополнительные крепления и разработать более технологичные конструкции, сборка которых может быть автоматизирована.

2. Постановка задачи

В процессе разработки оборудования, автоматизирующего сборку, могут быть предложены различные способы взаимной ориентации зубчатых колес при шевронном раздвоенном исполнении, исключающие необходимость изготовления пазов. Поэтому представляется целесообразным и актуальным исследовать резервы прочности бесшпоночных соединений зубчатых колес с валами при тепловом методе сборки, чтобы натяг при разработке новых технологических процессов был выбран с учётом реальных свойств материалов при температуре деформирования.

3. Основной материал

Рассмотрим возможность использования материалов при деформировании за пределом упругости.

Поскольку при сборке тепловым методом наибольшее деформирование соединяемых деталей происходит при повышенной температуре, экспериментально определили изменение температуры деталей в процессе сформирования соединения. Для этого в соединяемые детали зачеканивали гибкие хромель-копелевые термопары, включенные в схему самопишущего потенциометра. По записи температур определяли размеры деталей и строили кривую изменения зазора-натяга. Сопоставление кривой зазора-натяга с записью потенциометра (рис. 1) показало, что наибольшее деформирование ступицы колеса происходит при температуре 200-250 °С.

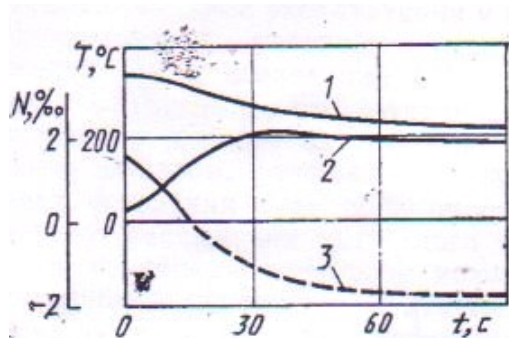


Рис. 1 – Изменения температуры T соединяемых деталей и относительно зазора натягов N во времени t :
 1 – температура T_1 ступицы;
 2 – температура T_2 вала;
 3 – относительный зазор (натяг) N ;
 ——— сборочный зазор;
 - - - - - теоретический натяг

Вследствие равенства коэффициентов линейного расширения материалов соединяемых деталей при дальнейшем их совместном остывании напряженное состояние узла не изменяется.

Для изучения свойств сталей были проведены испытания на растяжение стальных образцов в интервале температур 200-350 °С. Как видно из рис. 2, при нагревании образцов до 250 °С площадка текучести исчезает; с повышением температуры тем же значениям деформаций соответствуют большие напряжения, повышается прочность и снижается пластичность стали; при увеличении температуры более 350 °С прочность снова снижается.

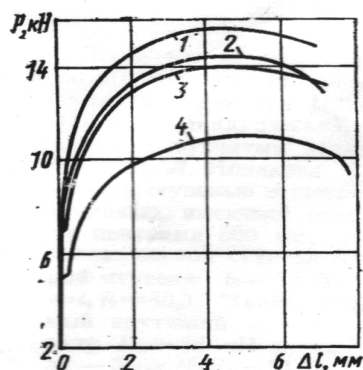


Рис. 2 – Диаграммы растяжения стали 35Л при различных температурах:
 1 – 350 °С; 2 – 250 °С; 3 – 150 °С;
 4 – 20 °С

Для выполнения расчетов за пределом упругости полученные экспериментально диаграммы растяжения аппроксимировали степенной функцией

$$\sigma_i = A \varepsilon_i^m,$$

где σ_i, ε_i – интенсивности напряжённой деформации;

A, m – коэффициенты, характеризующие свойства материала на участке упрочнения.

При этом учитывали, что при условии не сжимаемости материала (коэффициент Пуассона $\mu=0,5$) диаграмма деформирования совпадает с диаграммой одноосного растяжения [1]. Для выбора диапазона натягов, в котором минимальное значение обеспечивает передачу соединением заданного крутящего момента с необходимым

запасом прочности, а максимальное не требует нагрева охватывающей детали, для сборки соединений со сборочным запасом $\Delta_{сб}=1,2 \div 1,5 \%$ при температуре не более 340 °С были построены зависимости контактного давления p от относительного натяга N . Нагревание ступицы охватывающей детали до более высокой температуры нежелательно, поскольку может привести к

появлению внутренних напряжений, обусловленных градиентом температур. При назначении температурных режимов следует также учитывать, что температура кратковременного нагрева бандажа с закаленными ТВЧ зубьями не должна превышать 200-220°C.

При упругом деформировании удельное давление на поверхности контакта (контактное давление) вычисляли по известной зависимости Ляме–Гадолина [2], которая для случая посадки охватывающей детали на сплошной вал имеет вид

$$p = \frac{NE(k^2 - 1)}{2kk^3} \quad (2)$$

где E – модуль упругости; $k = \frac{d_2 l}{d_k}$ – отношение условного наружного диаметра охватывающей детали d_2 к диаметру сопряжения d_k .

Контактное давление определяли из рекуррентного соотношения.

$$p_{i+1} = \frac{A}{\psi} \left[\frac{N - (1 - \mu) \frac{p_i}{E}}{1 + 3k^2} \right], \quad (3)$$

где $\psi = \frac{1 + 3k^2}{2^{m+1} \int_1^k \left(1 + 3 \frac{k^4}{x^4}\right)^{\frac{m+1}{2}} x dx}$ – вспомогательная функция; $x = \frac{d}{d_k}$;

d – переменный диаметр.

Для удобства выполнения расчетов значения функции ψ были табулированы и представлены в виде графиков (рис. 3). При построении графиков на миллиметровке формата А4 функция ψ графически определяется с точностью до трех знаков, что вполне достаточно для выполнения практических расчетов.

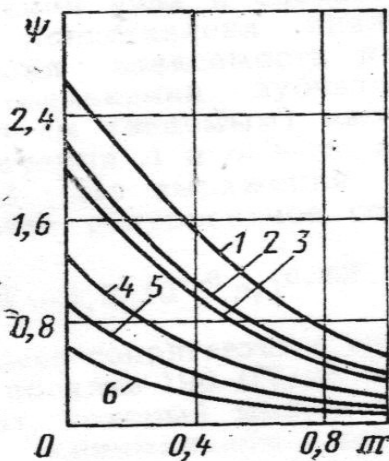


Рис. 3 – Зависимость вспомогательной функции ψ для охватывающей детали от характеристики материала m при различной жесткости: 1) $k=0,4$; 2) $k=1,5$; 3) $k=1,6$; 4) $k=2$; 5) $k=2,5$; 6) $k=4$

Крутящий момент, который может быть передан соединением, определяется по формуле

$$M = 0,5\pi p d_k^2 l f, \quad (4)$$

где l – длина сопряжения;

f – коэффициент трения при проворачивании (в расчетах принимали $f=0,2$). В данном случае f правильнее назвать коэффициентом сцепления, поскольку при тепловой сборке гребешки микронеровностей не срезаются, как при запрессовке, а внедряются в поверхность менее прочного материала. При этом они упрочняются, деформируясь при повышенной температуре за пределом упругости, в результате чего образуются микропрофиль с новыми прочностными характеристиками, отличными от характеристик основного металла.

Возможность перехода на бесшпоночные

соединения рассмотрим на примере редуктора Ц2НШ-560. Редуктор цилиндрический, двухступенчатый, с зубчатым зацеплением системы М.Л. Новикова, с раздвоенной первой ступенью и шевронной второй ступенью, имеющей расстояние между центрами 560 мм. Передаточные числа: первой ступени $i_2=7,214$; второй ступени $i_2=5,588$; общее $i=i_1=i_2=40,3$. Наибольший допускаемый крутящий момент на ведомом валу $M_3=56$ кН·м, на втором валу – $M_2=M_3=10,02$ кН·м. Момент, нагружающий одно колесо раздвоенной первой ступени, $M'_2=0,5M_2=5,01$ кН·м. Так как нагрузка между колесами может распределяться неравномерно, расчетный момент $M'_{2,p}=1,25M_2=6,26$ кН·м.

Колеса сопрягаются с валами по посадке Н7/у8 при наличии шпоночного соединения. Технологию изготовления зубчатых колес и валов и их сборку можно значительно упростить, если обеспечить передачу крутящих моментов только за счет соединений с натягом, собираемых тепловым методом.

Диаметр сопряжения ведомого колеса первой ступени с валом $d_k=132$ мм. Принимаем наружный диаметр ступицы $d_2=195$ мм; $k=\frac{d_2}{d_k}\cong 1,5$. Подставляя указанные значения в формулу (2), получим $p=55,6N$ МПа (здесь N – относительный натяг, ‰).

В расчетах за пределом упругости для стали 35Л при 250 °С принимаем: $A=955$ МПа; $m=0,227$. По графикам при $k=1,5$ и $m=0,227$ находим значение $\psi=1,53$. Так как для упругого деформированного вала $\mu=0,3$, из зависимости (3) получим рабочее рекуррентное соотношение для определения контактного давления [3]:

$$p_{i+1} = 392,14(N - 3,5 \cdot 10^{-6} p_i)^{0,227}. \quad (5)$$

Учитывая низкий предел текучести материала ступицы, расчет начинаем с натяга $N=1,5$ ‰. Принимая в нулевом приближении $p_0=60$ МПа, из соотношения (5) получим $p_1=86,6$ МПа; $p_2=85,15$ МПа; $p_3=85,23$ МПа. Следовательно, искомое значение $p=85,2$ МПа.

Зависимость $p=f(N)$ для соединений зубчатых колес с промежуточным валом редуктора представлена на рис. 4, а. Минимальный натяг принятой посадки $N_{\min}=0,99$ ‰ (130 мкм), максимальный $N_{\max}=1,77$ ‰ (233 мкм). Как видно, при средних и максимальных значениях натяга указанной посадки в ступице следует ожидать появления зоны пластической деформации; справедливая при упругом деформировании прямолинейная зависимость контактного давления от натяга заменяется криволинейной $p_n=f(N)$, давление в контакте с увеличением натяга продолжает возрастать.

Определим температуру нагрева ступицы, необходимую для сборки при максимальном значении натяга со сборочным зазором $\Delta_{сб}=1,5$ ‰:

$$T_{\max} = \frac{N_{\max} + \Delta_{сб}}{\alpha} + T_c \cong 293 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $\alpha=12 \cdot 10^{-6}$ 1/°С – коэффициент линейного расширения;

$T_c = 20$ °С – температура окружающей среды.

Нагревание ступицы до 290-300 °С при отсутствии резкого перепада температур по радиусу колеса является допустимым.

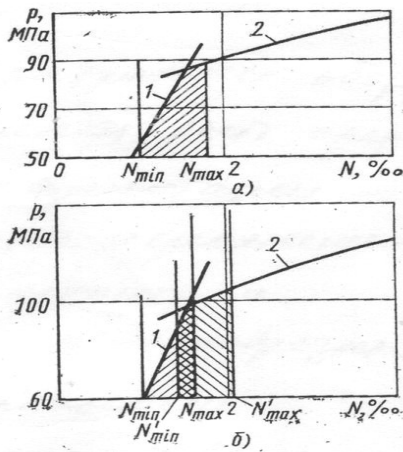


Рис. 4 – Зависимость контактного давления от натяга N в соединениях зубчатых колёс с валами редуктора Ц2НШ-560: а – для колёс первой ступени ($d_k=132$ мм); б – для колёс второй ступени ($d_k=190$ мм); 1 – при упругом деформировании; 2 – при упругопластическом деформировании (заштрихован диапазон натягов)

рекуррентное соотношение

$$P_{i+1} = 449,8(N - 3,5 \cdot 10^{-6} p_i)^{0,227}, \quad (6)$$

Ведомое колесо сопрягается с третьим валом по посадке 190 Н7/у8. Крутящий момент, который может быть передан при минимальном натяге, $M_{3min}=200,5$ кН·м, запас прочности $n_{min} = M_{3min}/M_{3p}=3,6$. Требуемая температура нагрева при сборке с максимальным натягом и сборочным зазором $\Delta_{сб}=1,5$ ‰ равна 280 °С.

Запас прочности соединения на проворачивание можно увеличить, сместив диапазон натягов на 0,4 ‰ в сторону их больших значений. В этом случае

$$N'_{max} = 2,02 \text{ ‰}, N'_{min} = 1,4 \text{ ‰};$$

при температуре нагрева $T=300$ °С сборочный зазор, при максимальном натяге $\Delta_{сб}=1,34$ ‰ (255 мкм), что позволяет осуществлять сборку. Крутящий момент, который может быть передан при $N'_{min} = 1,4$ ‰, $M'_{min} / M_3 = 5$.

Выводы

1) Из расчётов видно, что смещение диапазона натягов посадки 190 Н7/у8 на 0,4 ‰ в сторону больших значений даёт возможность при той же стоимости изготовления получить одинаковые запасы прочности в соединениях второго и третьего валов редуктора. Увеличение запаса прочности выше указанных значений нецелесообразно, поскольку допустимая перезагрузка ограничивается не прочностью сопряжений, а работоспособностью зубчатого зацепления.

При длине сопряжения $l=105$ мм и $f=0,2$ крутящий момент, который может быть передан за счет минимального натяга одним соединением, вычисленный по формуле (4), $M_{2min} = 31,6$ кН·м. Минимальный запас прочности при проворачивании $n_{min}=M_{2min}/M_{2p}=5$. При $f=0,25$ минимальный запас прочности $n_{min} = 6,3$.

Сопоставим полученные значения с крутящим моментом, который может быть передан шпоночным соединением из расчета прочности на смятие. Глубина врезания шпоночного паза в ступицу $t_l=8$ мм, длина $l_l=100$ мм. Принимаем допускаемое напряжение на смятие $[\sigma_{см}]=150$ МПа. Крутящий момент $M_{кр.ш.} = 0,5dt_l l_l [\sigma_{см}] = 7,9$ Н·м.

Как видно, наличие шпонки не увеличивает прочности соединения.

На рис. 4, б представлена аналогично полученная зависимость $p=f(N)$ для соединения зубчатого колеса с третьим (ведомым) валом редуктора. Значения A и m – те же; $k=1,6$; $\psi=1,3$. Из выражения (3) получим рабочее

2) Выполнение исследования и практика эксплуатации тепловых соединений, в которых охватываемая деталь деформирована за пределом упругости, позволяют сделать вывод о целесообразности применения больших натягов и возможности устранения шпонок с точки зрения несущей способности соединений по передаваемому крутящему моменту, что значительно уменьшает автоматизации сборочного процесса.

Список использованных источников:

1. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести : учеб для студентов вузов / Н. Н. Малинин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1975. – 400 с.
2. Расчёты на прочность в машиностроении : в 3 т. Т. 2. Некоторые задачи прикладной теории упругости. Расчеты за пределами упругости. Расчеты на ползучесть / С. Д. Пономарёв, В. Д. Бидерман, К. К. Лихарев [и др.] ; под ред. С. Д. Пономарева. – М. : Машгиз, 1958. – 974 с.
3. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. Т. 3 / В. И. Анурьев. – 8-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2001..

Стаття надійшла до редакції 27 березня 2014 р.