

## РАЗДЕЛ IV ОБОРУДОВАНИЕ И ОСНАСТКА ОБРАБОТКИ ДАВЛЕНИЕМ

УДК 621.81: 621.753.2

Роганов Л. Л.  
Абрамова Л. Н.  
Роганов М. Л.

### СОСТАВНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ С ИЗМЕНЯЮЩИМСЯ НАТЯГОМ

Для передачи осевых сил или крутящего момента от вала к ступице деталей установленных на валу применяют различные соединения: фрикционные (трением) и зацеплением. Наиболее простыми соединениями валов и ступиц считаются фрикционные соединения с натягом, в которых передача нагрузки от одной детали к другой происходит за счет сил трения (сцепления) на поверхности контакта деталей. Поскольку соединение осуществляется действием сил упругости, поэтому связь деталей имеет нежесткую фиксацию деталей в осевом и окружном направлениях. Соединение деталей производится механическим или тепловым способом. При сборке соединений механическим способом охватываемую деталь (обычно, вал) с помощью прессы или ударами бойка (молотка) устанавливают в охватывающую деталь. Этот способ используется при сравнительно небольших сопряжениях и натягах. При больших сопряжениях и натягах чаще применяют тепловой способ сборки соединений путем нагрева охватывающей детали до температуры примерно до 300 °С в масляной ванне, или охлаждением (обычно до температуры – 150 °С) в жидком азоте или подобной среде, охватываемой детали. Выбор способа теплового соединения зависит от соотношения масс и конфигурации деталей, наличия оборудования и устройств, для проведения процесса.

Применение посадок при помощи охлаждения охватываемой детали позволяет получить высокую прочность соединений и отсутствие повреждений сопрягаемых поверхностей. К недостаткам такого способа можно отнести невозможность осуществления соединений с большими натягами и значительный расход охлаждающих материалов [1].

В последнее время получили распространение соединения с натягом с применением промежуточной втулки [2], у которых одна из поверхностей сопряжения является цилиндрической, а другая поверхность коническая. Такие соединения отличаются более простой сборкой, разборкой. Толщина промежуточных втулок выбирается в пределах

2,5 ... 10 мм и зависит от диаметра вала (25...250 мм и более). Цилиндрические поверхности втулки и основных деталей обрабатывают так, чтобы между ними был минимальный зазор. При этом зазор и толщина втулки влияют на несущую способность соединения и сила упругого сопротивления втулки, сжатую ступицей снижает контактные давления. Величину зазора рекомендуют устанавливать по посадке H7/h6, а величину уменьшения расчетного давления при изготовлении втулки и рабочих деталей соединения из одинаковых материалов, определяют по формуле:

$$p_{\Delta} = \Delta \cdot E \cdot [1 - (\frac{d}{d_{1e}})^2] / 2d,$$

где  $\Delta$  – зазор;

$E$  – модуль упругости;

$d$  – цилиндрический диаметр соединения;

$d_{1e}$  – внутренний диаметр втулки.

Параметры конических поверхностей, а именно величину конусности, угол конуса, угол уклона, тангенс угла уклона рекомендуется выбирать по табл. 1.

При выборе конусности в соединениях с натягом учитывают возможности механической обработки, условия их самоторможения, т. е.  $f_{oc} > tg\alpha$ . При  $f_{oc} = 0,1$  конусность не может быть более 1:5. Учитывают также способы монтажа, демонтажа соединений, конструктивные особенности узла и т. п.

Таблица 1

Параметры конических поверхностей в соединениях с натягом

Конусность	Угол конуса	Угол уклона, $\alpha$	Тангенс угла уклона, $tg\alpha$
1:200	0°17'13"	0°8'37"	0,025
1:100	0°34'23"	0°17'12"	0,049
1:50	1°8'45"	0°34'23"	0,099
1:30	1°54'35"	0°57'18"	0,0169
1:20	2°51'51"	1°25'56"	0,025
1:15	3°49'6"	1°54'33"	0,033
1:12	4°46'19"	2°23'9"	0,042
1:10	5°43'29"	2°51'45"	0,051
1:8	7°9'10"	3°34'35"	0,062
1:7	8°10'16"	4°5'8"	0,086
1:5	11°25'16"	5°42'38"	0,01
1:3	18°55'30"	9°27'45"	0,166

Проектирование и расчет соединений с натягом проводят по методикам, описанным в большом количестве научной и технической литературе [3, 4, 5, 6].

Целью данной статьи является рассмотрение новых видов соединений с натягом, которые могут характеризоваться более простыми методами изготовления и сборки, чем применяемые до настоящего времени.

Все виды соединений с натягом разделены на соединения, размещенные на валах и предназначенные для передачи крутящего момента и соединения, размещенные между валом и втулкой, основное назначение которых передача осевой силы. На приведенных конструктивных схемах (рис. 1, а, б, в, г, д) показаны соединения с натягом разного типа, предназначенные, в основном для передачи крутящего момента.

На рис. 1, а, б, в представлены конструктивные схемы соединений с натягом, особенностью которых являются применение удлиненных втулок  $l/d \geq 0,8 \dots 1,2$ , в которых  $l$  – общая длина сопряжения втулки с валом,  $d$  – диаметр вала.

На рис. 1, г, д представлены схемы соединений с натягом, у которых длина сопряжений втулки с диаметром  $l/d$  меньше 0,25 ... 0,5.

На рис. 1, е показана схема соединения, которая снабжается специальными распорными болтами 8. Все разновидности соединений включают вал 1, втулку основную 2, втулку промежуточную 3, болты с гайками стяжные 4, шайбы промежуточные 5 и упорные 6, гайки прижимные 7, болты распорные 8. На схемах, рис. 1, а, б, д втулка 2 соединена с деталями, передающими крутящий момент в соединении, на схемах рис. 1 а, б, в во втулке 2 выполнены подводы давления жидкости управляющие  $p_{упр.1}$  и  $p_{упр.2}$ , которые могут воздействовать на конические поверхности втулок 2 и обеспечивать сборку и разборку соединений, при этом опытные данные показывают, что давление при разборке может превышать давление при сборке и работе соединений в 1,6... 2 раза.

Приведенные конструктивные схемы соединений с натягом выполнены таким образом, что могут эксплуатироваться для передачи крутящего момента, при этом величину крутящего момента можно регулировать величиной затягивания соединения, например, при помощи деталей – гаек прижимных 7, стяжных 4, распорных болтов 8, подбором шайб упорных 5, промежуточных 6.

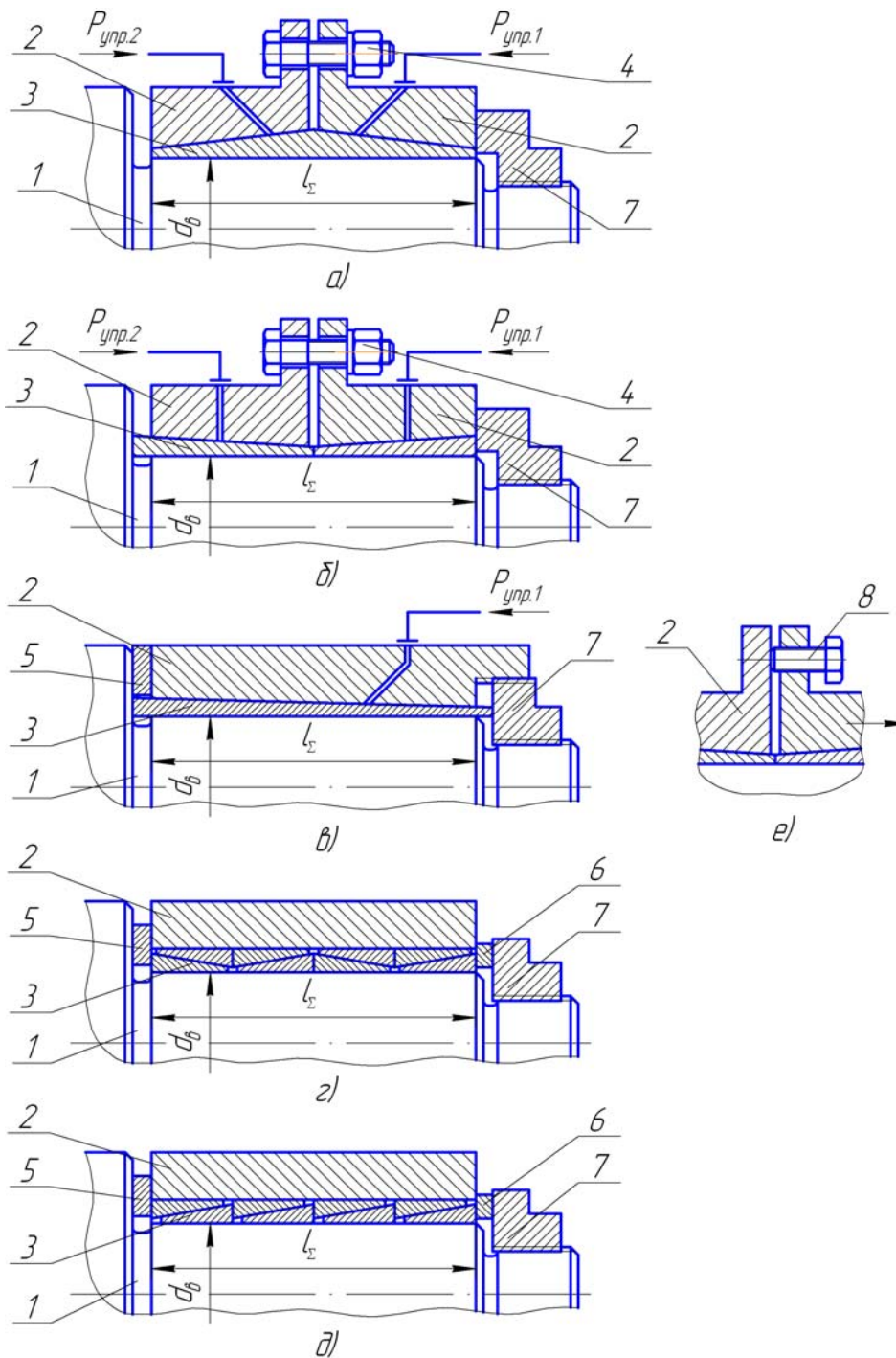


Рис. 1. Соединения с натягом разного типа (1 – вал; 2 – втулка основная; 3 – втулка промежуточная; 4 – болты с гайками стяжные; 5 – шайба упорная; 6 – шайба промежуточная; 7 – гайка прижимная; 8 – болт распорный;  $d_{в}$  – диаметр вала;  $l_{с}$  – длина контакта вала с поверхностями втулок):

а, б, в – с коническими удлиненными втулками; г, д – с коническими укороченными втулками; е – с распорным устройством

Представленные схемы соединений с натягом можно принимать и для передачи осевых сил вдоль оси вала 1. Детали соединения будут взаимно неподвижными, если средние контактные напряжения  $q_n$  на поверхности контакта втулок с валом, умноженные на коэффициент трения –  $f_{mp}$  на контактной поверхности будут не менее сдвигающей силы умноженной на коэффициент запаса сцепления  $K_c$ , т. е.  $K_c \cdot Q_{сдв} = f_{mp} \cdot \pi \cdot d_{в} \cdot l_{с}$ .

При назначении величины  $K_c$  необходимо учитывать рассеивание значений коэффициентов трения, погрешностей возникающих при изготовлении контактирующих поверхностей, изгиб и нагружение деталей, склонность контактирующих соединений к фреттинг-коррозии. Обычно рекомендуют для соединений валов и зубчатых колес редукторов  $K_c = 3,0 \dots 4,5$  в остальных случаях  $K_c = 1,5 \dots 2$  [6].

Значения коэффициента трения находят в зависимости от материалов и способов сборки, а также экспериментальных данных. Обычно принимают  $f_{mp} = 0,1 \dots 0,2$  [1].

Коэффициент трения можно повысить осаждением на поверхность вала тонкого слоя карбидов бора  $B_4C$  или кремния  $SiC$  (диаметр частиц 6–12 мкм). Такой слой повышает коэффициент трения в соединениях с натягом до 0,7, в несколько раз увеличивая нагрузочную способность соединения с натягом. Применяют также гальванические покрытия контактирующих поверхностей: оксидирование, азотирование, применяют абразивные порошки [1].

Среднее значения коэффициентов трения в соединениях, формируемых с охлаждением, как при кручении, так и при осевом сдвиге на 11 % выше, чем при тепловой сборке, а также выше на 21 % при круговом и на 27 % при осевом смещениях, чем при гидропрессовой сборке с применением авиамасла. Сравнение средних значений по одностороннему критерию Стьюдента показало, что с вероятностью 0,95 указанное различие в коэффициентах трения является значимым и обуславливается способом сборки.

При сборке соединений гидропрессовым способом, по сравнению с тепловым, прочность соединений при кручении и осевом сдвиге в среднем снижается на 9 %.

## ВЫВОДЫ

Рассмотрены новые конструктивные схемы составных соединений с изменяющимся натягом, применение которых позволяет упростить конструкцию сборки и разборки соединений. В сочетании с известными методами приведены способы повышения нагрузочной способности соединений с натягом для передачи осевых сил и крутящих моментов.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гречищев Е. С. Соединения с натягом. Расчеты, проектирование, изготовление / Е. С. Гречищев, А. А. Ильяшенко. – М. : Машиностроение, 1981. – 247 с.
2. Берникер Е. И. Посадки с натягом в машиностроении / Е. И. Берникер. – М. - Л. : Машиностроение, 1966. – 166 с.
3. Балацкий Л. Т. Усталость валов в соединениях / Л. Т. Балацкий. – Киев : Техника, 1972. – 179 с.
4. Решетов Д. Н. Касательная контактная податливость деталей / Д. Н. Решетов, В. Н. Кирсанова // *Машиноведение*. – 1970. – № 2. – С. 19–23.
5. Феодосьев В. И. Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов / В. И. Феодосьев. – М. : Наука, 1973. – 400 с.
6. Иосилевич Г. Б. Детали машин : учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1988. – 388 с.

Роганов Л. Л. – д-р техн. наук, проф. кафедры МТО ДГМА;

Абрамова Л. Н. – канд. техн. наук, доц. кафедры ОПМ ДГМА;

Роганов М. Л. – канд. техн. наук, доц., директор ИПКПК.

ДГМА – Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск.

ИПКПК – Институт повышения квалификации и переподготовки кадров, г. Краматорск.

E-mail: mto@dgma.donetsk.ua