

УДК 621.81

*А. В. Удалов, А. А. Удалов*

## **КОНТАКТНЫЕ ДАВЛЕНИЯ В ПРЕССОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ВАЛА И СТУПИЦЫ**

В технологических и транспортных машинах широко используются прессовые соединения деталей, способные передавать различные виды нагрузок. В существующих теоретических и практических работах посвященных проектированию машин рассмотрено влияние на прочность прессовых соединений различных факторов, к которым относятся способ сборки, вид покрытия и качество обработки посадочных поверхностей, коэффициент трения и геометрические параметры деталей, а также величина контактных давлений. Однако в них отсутствуют системные практические рекомендации, позволяющие в удобной и доступной форме выполнять проектирование конкретного прессового соединения. В статье представлена общая последовательность работ при определении требуемой величины контактных давлений, обеспечивающих прочность прессового соединения вала и ступицы детали (зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек и др.), с учетом факторов влияющих на его прочность. Получена аналитическая и графическая зависимости для определения требуемого давления на сопрягаемых поверхностях деталей, которые могут быть использованы на практике проектирования прессовых соединений вала и ступицы.

*Ключевые слова:* соединение, вал, ступица, трение, контактное давление, натяг.

Прессовые соединения, благодаря высокой нагрузочной способности и технологичности, широко используются в технологических и транспортных машинах для передачи крутящего момента от вала к ступице детали (зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек и др.), и наоборот. Кроме того, прессовое соединение способно воспринимать и передавать значительные осевые нагрузки и изгибающие моменты без использования дополнительного крепежа. В основном используют прессовые соединения по цилиндрическим поверхностям

деталей, которыми являются вал (охватываемая деталь) и ступица детали (охватывающая втулка).

Существуют три основных способа сборки прессового соединения:

- запрессовка вала в отверстие втулки под прессом;
- сборка соединения с предварительным нагревом втулки;
- сборка соединения с предварительным охлаждением вала.

Исходное положение вала и втулки перед сборкой соединения показано на рис. 1. Нагрузочная способность прессовых соединений зависит, главным образом, от величины натяга, который определяется положительной разностью исходных посадочных диаметров вала  $d_o$  и втулки  $D_o$ , т. е. до сборки должно выполняться условие  $d_o - D_o > 0$ .

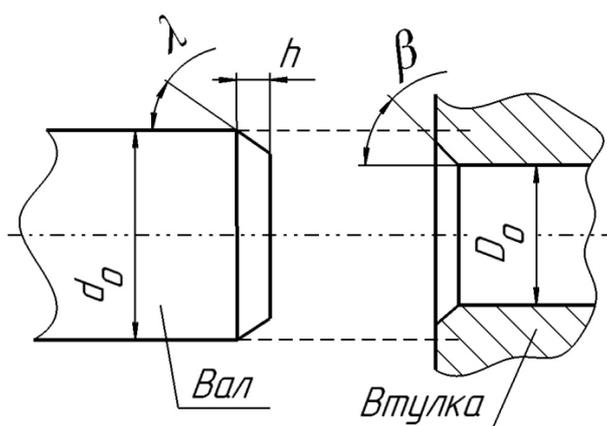


Рис. 1. Исходное положение вала и втулки перед процессом соединения

После процесса соединения, за счёт упругих и пластических деформаций между сопрягаемыми поверхностями вала и втулки возникает натяг обеспечивающий требуемый уровень контактных давлений  $p$  и сил трения, способные воспринимать и передавать внешний крутящий момент  $T$  и осевую силу  $F_a$  (рис. 2). При этом диаметр  $d$  становится общим по всей длине контакта  $l$  посадочных поверхностей вала и втулки. Требуемое значение натяга, из условия прочности соединения, обеспечивается назначенной посадкой по ГОСТ 25346-2013.

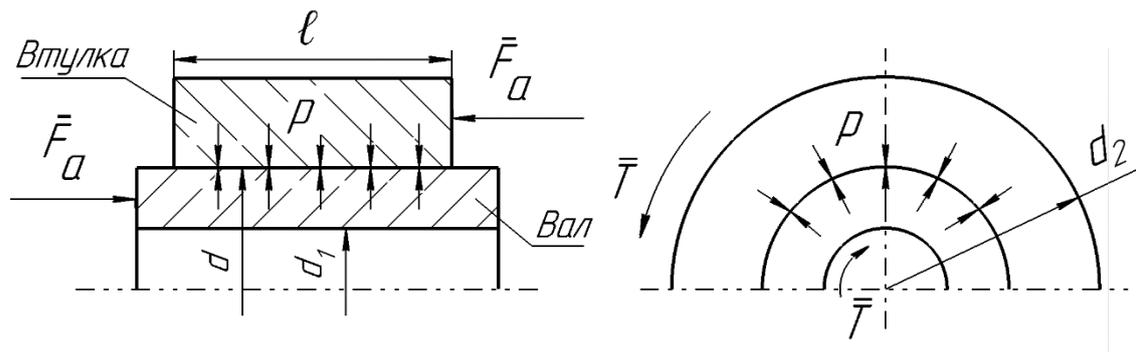


Рис. 2. Прессовое соединение после сборки:  $d$  и  $l$  – соответственно, номинальный диаметр и длина посадочной поверхности вала и втулки;

$d_1$  – диаметр центрального отверстия вала;  $d_2$  – наружный диаметр втулки

При значительных натягах прессовое соединение является неразъемным, а при умеренных натягах возможна разборка соединения, которая осуществляется распрессовкой на прессах.

Нагрузочная способность прессовых соединений зависит от следующих факторов:

- способа сборки прессового соединения;
- качества обработки посадочных поверхностей вала и втулки;
- вида покрытия на посадочных поверхностях вала и втулки;
- коэффициента трения, который определяется качеством обработки и видом покрытия посадочных поверхностей вала и втулки;
- геометрических параметров посадочных поверхностей вала и втулки (размеры  $d$  и  $l$ );
- величины контактных давлений  $p$  и натяга между валом и втулкой.

Влияние всех указанных факторов на прочность прессовых соединений рассмотрено в работах посвященных проектированию машин [1, 2]. Однако в них отсутствуют системные практические рекомендации, позволяющие в удобной и доступной форме выполнить проектирование прессового соединения вала и ступицы детали (зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек и др.)

Целью статьи является систематизация практических рекомендаций по проектированию прессовых соединений и получение аналитической зависимости для определения требуемой величины давлений  $p$  на контактирующих поверхностях вала и ступицы детали (зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек и др.), с учетом факторов влияющих на прочность соединения.

Последовательность выполнения проектирования прессового соединения.

### **1. Выбор способа сборки соединения.**

**Запрессовка вала в отверстие втулки под прессом.** Способ отличается технологичностью (процесс выполняют в “холодную” на универсальном оборудовании), возможностью выполнения контроля силы запрессовки, высокой производительностью и экономичностью. Рекомендуемая скорость процесса запрессовки от 2 до 5 мм/с. Недостатком процесса запрессовки является смятие и срезание поверхностей вала и втулки, которое затрудняет применение покрытий и снижает нагрузочную способность соединения до полутора – двух раз по сравнению со способами нагрева и охлаждения. Снижение нагрузочной способности соединения происходит в основном за счёт более низких значений коэффициента трения между посадочными поверхностями вала и втулки.

Надёжность работы соединений полученных методом запрессовки сильно зависит от правильной сборки. До сборки вал и отверстие втулки снабжают заходными фасками под углами  $\lambda$  и  $\beta$  (рис. 1). При средних натягах принимают угол  $\lambda = 30...45^\circ$ , а при значительных натягах  $\lambda = 10...15^\circ$ . При любых натягах принимают угол  $\beta = 30...45^\circ$ . Высоту  $h$  фаски назначают так, чтобы заходный диаметр вала был на 0,1...0,3 мм меньше исходного диаметра отверстия втулки  $D_o$ .

**Сборка соединения с предварительным нагревом втулки (охватывающей детали).** Втулку нагревают до требуемой температуры, обеспечивающей свободное соединение с валом. Температура нагрева не должна превышать 200...400° С, что исключает образование окалины, коробление деталей и отпуск стали. Способ нагрева зависит от типа производства. Самым высокопроизводи-

тельным способом является индукционный нагрев токами высокой частоты. Менее эффективными являются нагрев в масляных ваннах, электропечах и пламенем горелки. После остывания между валом и втулкой образуется соответствующий натяг. Способ нагревания втулки имеет следующие недостатки: возможен отпуск материала втулки, образование окалины и коробление деталей способные вызвать ослабление посадки с натягом. Способ достаточно экономичен и особенно эффективен при больших длинах  $\ell$  посадочных поверхностей.

**Сборка соединения с предварительным охлаждением вала (охватываемой детали).** Вал охлаждают в жидком газе (жидкий воздух – 195 °С, жидкий азот – 195 °С, жидкий водород – 252 °С, жидкий гелий – 269 °С) или твёрдой углекислоте – 79 °С. Способ охлаждения лишён недостатков свойственных способу нагревания и обеспечивает более высокую прочность соединения, но является более дорогим и применяется преимущественно для установки небольших деталей (например, установка втулок или осей в массивные корпусные детали).

Необходимую разность температур  $\Delta t$  вала и втулки, обеспечивающую свободную сборку способом нагревания или охлаждения, определяют по формуле

$$\Delta t = \frac{N_{\max} + S_o}{\alpha \cdot d} \quad (1)$$

где  $N_{\max}$  – наибольший натяг посадки прессового соединения, мм;

$S_o$  – минимально необходимый зазор, обеспечивающий свободную сборку (рекомендуется принимать равным минимальному зазору посадки  $H7/g6$  по диаметру  $d$ ), мм;

$\alpha$  – температурный коэффициент линейного расширения материала детали,  $^{\circ}\text{C}^{-1}$ ).

Окончательно, выбирают способ сборки, который обеспечивает требуемую прочность прессового соединения и его элементов при минимальных материальных затратах.

## **2. Выбор качества обработки посадочных поверхностей вала и втулки.**

Нагрузочная способность прессового соединения в значительной степени зависит от качества обработки контактирующих поверхностей вала и втулки.

Качество обработки поверхностей вала и втулки, оцениваемое параметрами шероховатости,  $R_a$  и  $R_z$  (ГОСТ 2789–73), назначают в зависимости от номинального размера соединения  $d$ .

При  $d \leq 50$  мм поверхности вала и отверстия втулки обрабатывают по 9 классу шероховатости и выше. В противном случае натяг в соединении может значительно уменьшиться в результате смятия больших микронеровностей.

При  $d > 50$  мм и соединения с большими натягами обрабатывают грубее. Практически поверхности валов в соединениях с натягом обрабатывают по 8...10 классу шероховатости  $R_a = 0,4...0,1$  мкм, а отверстия втулок по 7...9 классу шероховатости  $R_a = 0,8...0,2$  мкм. Обработка посадочных поверхностей свыше 11 класса шероховатости существенно снижает нагрузочную способность соединения вследствие уменьшения коэффициента трения.

Значения параметров шероховатости и соответствующих им классов в зависимости от способа обработки представлены в работе [3].

## **3. Выбор вида покрытия для посадочных поверхностей вала и втулки.**

Нанесение гальванических покрытий на посадочные поверхности вала и втулки значительно повышает нагрузочную способность прессового соединения вследствие увеличения коэффициента трения. Численные значения коэффициентов трения  $f$  для разных покрытий представлены в табл. 1.



$f$	$\frac{0,45}{0,51}$	$\frac{0,48}{0,63}$	$\frac{0,54}{0,70}$	$\frac{0,72}{0,54}$	$\frac{0,85}{0,46}$	0,1	0,15
Примечания: В числителе даны значения коэффициентов трения в соединении, полученного сборкой под прессом, а в знаменателе при сборке с охлаждением вала.							

Из условия прочности (2) получена универсальная формула, для определения требуемого давления  $p$  в прессовом соединении вала и ступицы детали (косозубых и червячных колес, шкивов и звездочек), которая позволяет упростить и сократить объем вычислений без снижения требуемой точности конечного результата.

Для этого, осевая сила  $F_a$  выражается через окружную силу  $F_t$  по формуле [1]

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (3)$$

где  $\beta$  – угол наклона линии зуба колеса.

Диаметр посадочной поверхности вала  $d$  выражается через внешний крутящий момент по формуле [1]

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (4)$$

$[\tau]$  – допускаемые касательные напряжения материала вала.

После подстановки выражений (3) и (4) в (2) получаем формулу для определения требуемого давления на поверхности контакта, обеспечивающего прочность прессового соединения вала и ступицы детали

$$p = 0,4 \cdot \frac{K \cdot [\tau] \cdot \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}{f \cdot \pi \cdot \overline{\ell}_d}, \quad (5)$$

где  $\overline{\ell}_d = \frac{\ell}{d} = 1 \dots 1,5$  – относительная длина посадочной поверхности вала и втулки. Меньшие значения коэффициента  $\overline{\ell}_d$  принимают для ступиц изготов-

ленных из стали, а большие значения для ступиц изготовленных из легких сплавов.

Уравнение (5) может быть использовано для определения требуемого давления  $p$  в прессовом соединении вала со ступицами прямозубых и косозубых колес, червячных колес, шкивов и звездочек. При посадке на вал прямозубых колес, шкивов и звездочек угол  $\beta = 0$ .

По уравнению (5) построены графические зависимости давления  $p$  от коэффициента трения  $f$  при различных значениях угла  $\beta$  (рис. 3), которые могут быть использованы при проектировании прессового соединения.

### 5. Определение натяга в прессовом соединении, обеспечивающего его прочность.

Номинальный натяг в соединении, обеспечивающий его прочность определяется по формуле [1]

$$N \geq p \cdot d \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (6)$$

где  $N$  – номинальный натяг в соединении, мм;

$E_1$  и  $E_2$  – соответственно, модуль упругости материала охватываемой (вала) и охватывающей (втулки) деталей, МПа;

$C_1$  и  $C_2$  – коэффициенты;

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d^2 + d_2^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2, \quad (7)$$

где  $\mu_1$  и  $\mu_2$  – соответственно, коэффициенты Пуассона материала охватываемой (вала) и охватывающей (втулки) деталей;

$d_1$  – диаметр центрального отверстия в вале, мм (рис. 2);

$d_2$  – наружный диаметр втулки, мм.

В соответствии с номинальным натягом  $N$  назначают посадку с натягом ГОСТ 25346–2013.

Повышать прочность соединения за счет применения посадок с чрезмерно большими натягами (например,  $\frac{H7}{u6}$ ,  $\frac{H8}{u7}$ ,  $\frac{H7}{x6}$ ) не рекомендуется, т. к. это усложняет технологию сборки соединения и отрицательно сказывается на прочности соединяемых деталей. Повышать прочность соединения целесообразно за счет увеличения посадочного диаметра  $d$  (предпочтительно) или коэффициента трения  $f$  на контактирующих поверхностях вала и ступицы.

В общем случае, посадки с большими натягами рекомендуется применять при установке деталей в тонкостенные корпуса, корпуса из легких сплавов, корпуса, испытывающие сильный нагрев, а также при установке деталей на быстроходные валы.

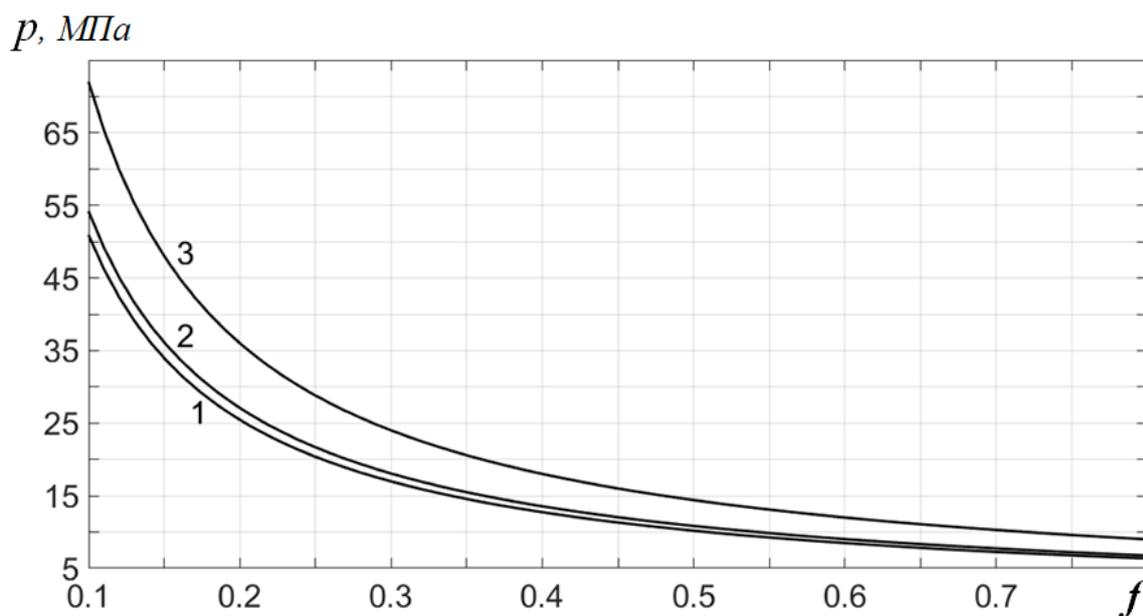


Рис. 3. Контактные давления из условия прочности (неподвижности) соединения:

$$1 - \beta = 0^\circ; \quad 2 - \beta = 20^\circ; \quad 3 - \beta = 45^\circ; \quad \overline{\ell}_d = 1; \quad [\tau] = 20 \text{ МПа}; \quad K=2$$

### Выводы.

1. Полученная из условия прочности прессового соединения аналитическая зависимость (5) позволяет с минимальным количеством исходных данных определять требуемое давление  $p$  на поверхности контакта вала и ступицы детали.

2. Численная реализация зависимости (5) показала, что основным фактором влияющим на требуемое давление  $p$  при заданных значениях параметров  $\beta$  и  $\overline{\ell_d}$ , является коэффициент трения  $f$  (рис. 3). Однако при возрастании коэффициента трения свыше 0,5 значение требуемого давления  $p$  изменяется незначительно.

3. Изменение угла наклона линии зубьев колеса, от нуля до  $20^\circ$ , незначительно влияет на значение требуемого контактного давления  $p$  в прессовом соединении.

Полученные аналитическая и графическая зависимости для определения требуемого давления  $p$ , а также практические рекомендации, могут быть использованы при проектировании прессовых соединений вала и ступицы детали (зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек и др.), используемых в механических передачах технологических и транспортных машин.

### Список литературы

1. Иванов М. Н., Финогенов В. А. Детали машин: [учебник для академического бакалавриата] / МГТУ им. Н. Э. Баумана; Нац. исслед. ун-т. 15-е изд., испр. и доп. М.: Юрайт, 2015. 408 с.: ил.
2. Орлов П. И. Основы конструирования: справ.-метод. пособие: в 2 кн. Кн. 2. / под ред. П. Н. Учаева. 3-е изд., испр. М.: Машиностроение, 1988. 544 с.: ил.
3. Таблицы сопоставления классов и параметров шероховатости, полей допусков по ОСТ и ISO // Точность различных методов обработки: справочник. Инженерный журнал с приложением. 2003. № 2. С. 2–4.

**УДАЛОВ Александр Викторович** – кандидат технических наук, доцент кафедры материаловедения и основ конструирования, Вятский государственный университет. 610000, г. Киров, ул. Московская, 36.

E-mail: h1008he4003@gmail.com;

**УДАЛОВ Андрей Александрович** – аспирант кафедры металлургических и роторных машин, Уральский Федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина. 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19.

E-mail: h1008he4003@gmail.com