

НАДЕЖНОСТЬ ТОНКОСТЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ В ПОСАДКАХ С НАТЯГОМ

Редреев Г.В.¹, Попов С.Д.¹, Редреев П.Г.², Русанов А.Н.¹

¹ ФГБОУ ВПО «Омский государственный аграрный университет имени П.А. Столыпина» (644008, г. Омск, ул. Институтская площадь, 2), e-mail: adm@omgau.ru;

² Омский филиал ФГБУН Института математики им. С.Л. Соболева СО РАН (644043, г. Омск, ул. Певцова, 13), e-mail: admin@ofim.oscsbras.ru

Одним из широко применяемых способов восстановления изношенных деталей является запрессовка ремонтной втулки. Однако при реализации сборки соединения с натягом тонкостенных деталей из хрупкого материала, в частности чугуна, значительно возрастает вероятность трещинообразования охватываемой детали. Одной из причин трещинообразования являются окружные растягивающие напряжения на внутренней поверхности охватываемой детали. Уменьшение напряжений снижением величины натяга приводит к снижению надежности соединения в целом. Решение проблемы трещинообразования возможно применением разгрузочных канавок на наружной поверхности охватываемой детали или торцевой поверхности охватываемой детали. Другой причиной являются окружные температурные напряжения на наружной поверхности охватываемой детали, сопровождающие термический способ сборки соединения нагревом охватываемой детали или охлаждением охватываемой. Для обеспечения надежности посадки разность температур деталей должна быть достаточно большой, чтобы обеспечить монтажный зазор при сборке, и достаточно малой, чтобы обеспечить целостность охватываемой детали.

Ключевые слова: ремонтная втулка, соединение с натягом, трещинообразование, растягивающие напряжения, разгрузочные канавки.

THE RELIABILITY OF THIN-WALLED PARTS IN AN INTERFERENCE FIT

Redreev G.V.¹, Popov S.D.¹, Redreev P.G.², Rusanov A.N.¹

¹VPO "Omsk State Agrarian University named Stolypin" (644008, Omsk, str. Institutskaja area, 2), e-mail: adm@omgau.ru

² FGBUN Omsk Branch of the Institute of Mathematics them. SL Sobolev Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences (644043, Omsk, ul. Pevtsova, 13,), e-mail: admin@ofim.oscsbras.ru

One of the common ways to restore worn parts is a fitting of the repair sleeve. However, the implementation of an interference fit assembly compound thin parts of a brittle material, in particular iron, significantly increases the probability of cracking of the female part. One of the reasons for cracking are the circumferential tensile stress in the inner surface of the female part. Reducing stress reduction value of interference results in a decrease in the overall reliability of the connection. Solving the problem of cracking may use relief grooves on the outer surface of the male part or the end surface of the female part. Another reason is the circumferential thermal stresses to the outer surface of the female part, accompanying thermal heating method for assembling a compound of the female part or the male cooled. To ensure the reliability of landing items temperature difference should be large enough to provide assembly clearance during assembly, and sufficiently small to ensure the integrity of the female part.

Keywords: repair sleeve, connections with a tightness, cracking, tensile stress, relief grooves.

При ремонте сопряжений способом вставки ремонтной втулки возникают проблемы, связанные с качеством посадок с натягом и надежностью тонкостенных деталей. При понижении величины натяга возможен сдвиг деталей с нарушением герметичности; при увеличении величины натяга возможно трещинообразование наружной детали, зачастую имеющей конструктивно небольшую толщину.

Целью исследований является обеспечение надежности соединения с натягом и целостности деталей из хрупкого материала.

При запрессовке в чугунный фланец II чугунной втулки I (см. рис. 1) в соединении возникает контактное давление P_c . Для обеспечения неподвижности соединения [1] минимальное контактное давление должно быть таким, чтобы силы трения превышали внешние сдвигающие силы. При нагружении крутящим моментом это давление определится:

$$P_{cmin} = \frac{2kM_k}{fd} \quad (1)$$

где k – коэффициент запаса сцепления (обычно $K=1,5\div 2$),

f – коэффициент трения, для стали и чугуна принимают $f=0,12$.

При нагружении осевой силой A :

$$P_{cmin} \geq \frac{Ak}{f}; \quad (2)$$

При совместном действии осевой силы и крутящего момента:

$$P_{cmin} \geq \frac{k\sqrt{\left(\frac{2M_k}{d}\right)^2 + A^2}}{f}, \quad (3)$$

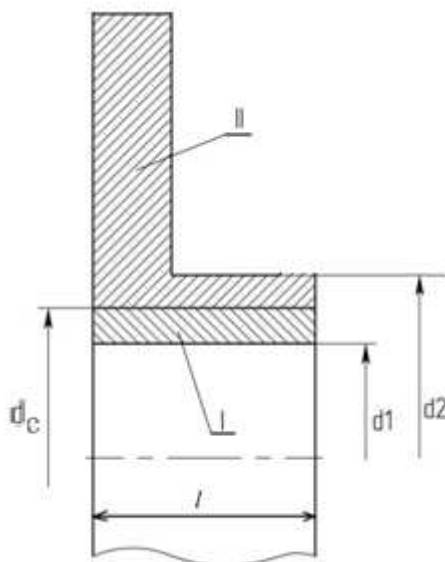


Рис. 1. Соединение фланец (II) – втулка (I)

Методы исследований. В соответствии с решением задачи Ламе для расчета составных цилиндров [4, 5, 6] величину контактного давления P_c определяют из условия совместности деформаций цилиндров I и II:

$$u_2 - u_1 = \delta/2, \quad (4)$$

где δ – диаметральный натяг.

Для составляющих цилиндров, изготовленных из одного материала:

$$P_c = \frac{\delta E}{2r_c} c \quad (5)$$

где $r_c = \frac{d}{2}$ – радиус контактной поверхности,

E – модуль Юнга;

$$c = \frac{(1-K_1^2)(1-K_2^2)}{(1+K_1^2)(1-K_2^2)+(1+K_2^2)(1-K_1^2)}; \quad K_1 = \frac{r_1}{r_c}; \quad K_2 = \frac{r_c}{r_2}.$$

Под действием контактного давления в цилиндрах возникают радиальные σ_r и окружные σ_θ напряжения, эпюры которых представлены на рис. 2.

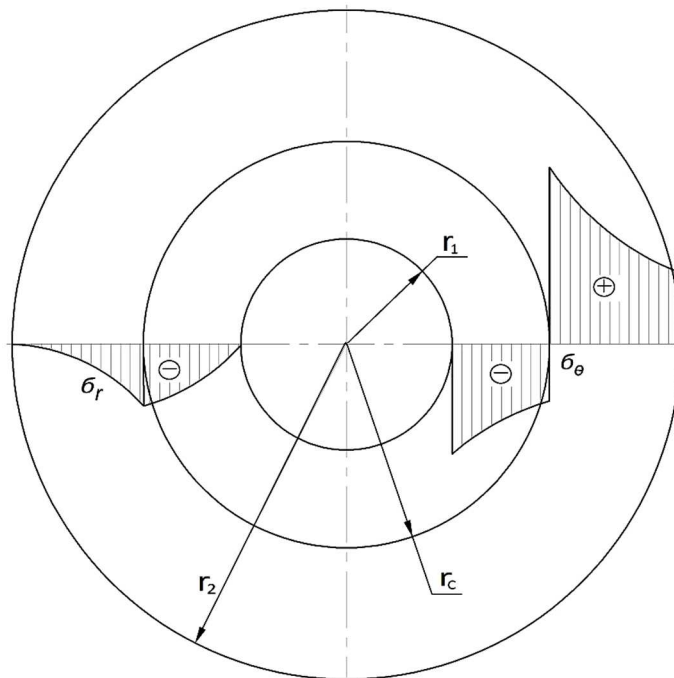


Рис. 2. Эпюры напряжений в соединении с натягом

Напряжения во внутреннем цилиндре являются сжимающими, а в наружном – растягивающими. Наибольшие напряжения возникают на внутренней поверхности внешнего цилиндра (фланца):

$$(\sigma_r)_{max} = (\sigma_r)_{r_c} = -P_c / \pi dl \quad (6)$$

$$(\sigma_\theta)_{max} = (\sigma_\theta)_{r_c} = \frac{1+K_2^2}{(1-K_2^2)\pi dl} P_c \quad (7)$$

Для чугуна наиболее опасными являются окружные растягивающие напряжения

$$(\sigma_\theta)_{max} = (\sigma_\theta)_{r_c}.$$

Допустимый натяг в соединении можно определить из условия появления допустимых пластических деформаций:

$$\delta_{max} \leq 2\sigma_T \frac{r_c (1-K_2^2)}{cE (1+K_2^2)} \quad (8)$$

где σ_T – наименьшее значение предела текучести материала сопрягаемых деталей.

Поскольку сопрягаемые детали имеют ремонтные размеры, выдержать необходимые допуски на существующем оборудовании не представляется возможным. При малых объемах производства селективная сборка также невозможна. В результате допустимый натяг в соединении превышает в 15÷20% случаев, что приводит к разрушению чугунного фланца.

Снизить влияние этого фактора можно путем снижения окружного растягивающего напряжения на внутренней поверхности фланца. Внутренний диаметр втулки d_1 и наружный диаметр фланца d_2 конструктивно изменять нельзя, однако посадочный диаметр d поддается изменению. Анализ выражения (7) показывает, что при уменьшении r_c напряжение $(\sigma_\theta)_{max} = (\sigma_\theta)_{r_c}$ также уменьшается при $\delta = \text{const}$, а, следовательно, некоторое увеличение δ из-за неточности изготовления не приведет к превышению допускаемых напряжений на внутренней поверхности фланца, т.е. необходимо использовать втулки с наименьшим возможным диаметром d , при этом должно выполняться условие прочности для внутренней поверхности втулки:

$$(\sigma_\theta)_{r_1} = \left| -\frac{2}{(1-K_1^2)\pi dl} P_c \right| \leq [\sigma]_{сж} \quad (9)$$

Для снижения окружных растягивающих напряжений вблизи торца фланца необходимо на втулке снять фаску под углом в 30° (см. рис. 3).

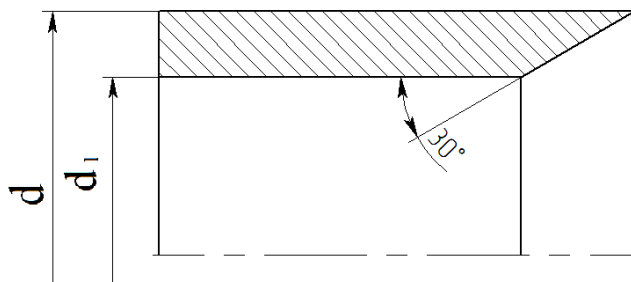


Рис. 3. Втулка с фаской

Температурные напряжения, возникающие из-за непрерывного нагрева фланца при запрессовке, также могут вызвать его разрушение. Так как при запрессовке используется жидкий азот, в начале процесса на внутренней и наружной поверхности фланца возникает большая разность температур ΔT , вызывающая появление окружных растягивающих

напряжений $(\sigma_\theta)_{r_2}$ на наружной поверхности фланца. При линейном законе изменения температуры:

$$(\sigma_\theta)_{r_2} = \frac{E\alpha\Delta T}{3(1-\mu)(r_2-r_c)} \left[3r_2 - \frac{2(r_2^3-r_c^3)}{r_2^2-r_c^2} \right] \quad (10)$$

где μ – коэффициент Пуассона,

α – коэффициент термического расширения.

Эпюра напряжений σ_θ приведена на рис. 4.

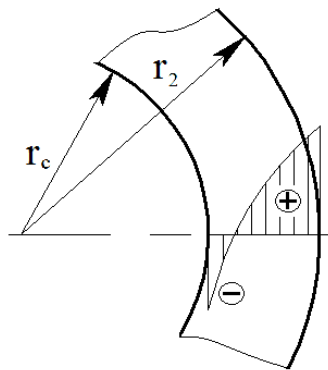


Рис. 4. Эпюра окружных температурных напряжений σ_θ

ΔT подбирается так, чтобы наибольшие окружные температурные напряжения не превышали допускаемых.

Для уменьшения контактных напряжений при запрессовке были предложены разгрузочные канавки как на втулке [2, 3], так и на торцовой поверхности фланца (рис. 5).

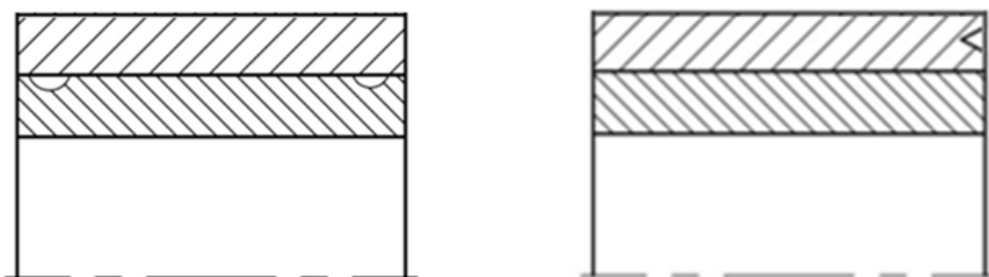


Рис. 5. Разгрузочные канавки на втулке и фланце крышки

Результаты исследований. Из вышеприведенного следует, что для обеспечения целостности деталей соединения с натягом из хрупкого материала необходимо соблюдение ограничений при температурной сборке. В соответствии с выражением (10):

$$\Delta T = \frac{3[\sigma_0](1-\mu)(r_2-r_c)}{E\alpha\left[3r_2-\frac{2(r_2^3-r_c^3)}{r_2^2-r_c^2}\right]} \quad (11)$$

В собранном соединении натяг должен быть таким, чтобы окружные напряжения охватывающей детали не превышали предела текучести чугуна (см. выражение (8)). Необходимо также учесть, что значение предела текучести зависит от диаметра и толщины детали.

Надежность соединения с натягом в целом должна обеспечиваться минимальным контактным давлением в соответствие с выражением (3).

Список литературы

1. Надежность посадки с натягом при восстановлении крышки корпуса турбокомпрессора / Г.В. Редреев, В.В. Евстифеев, А.Н. Русанов, Ю.А. Евсеев // Вестник СибАДИ. – 2015. – № 2 (42). – С. 37-39.
2. Патент на полезную модель №142382 «Соединение с натягом». Опубликовано: 27.06.2014 г., Бюл. №18.
3. Повышение надежности посадок с натягом при восстановлении деталей типа «втулка» / Г.В. Редреев, А.Н. Русанов // Перспективы технического сервиса для предприятий АПК - Матер. региональн. науч.-практ. конф., посвящ. 95-летию ФГБОУ ВПО ОмГАУ им. П.А. Столыпина. – Омск: ОмГАУ, 2013. – С. 57-59.
4. Расчет посадок с натягом при овальности и эксцентриситете соединяемых деталей на основе ПК ANSYS / А.П. Перин, А.Г. Андреев // Вестник ХПИ. – 2007. – № 38. – С. 117-123.
5. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – 2-е изд. перераб. и доп. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.
6. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений / Б.С. Касаткин, А.Б. Кудрин, Л.М. Лобанов и др. – Киев: Наук. думка, 1981. – 583 с.

Рецензенты:

Федоров В.К., д.т.н., профессор, профессор кафедры электроснабжения ФГБОУ ВПО «Омский государственный технический университет», г. Омск;
 Евстифеев В.В., д.т.н., профессор, профессор кафедры «Автомобили, конструкционные материалы и технологии» ФГБОУ ВПО СибАДИ, г. Омск.