
НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 624.713.24

ОБОСНОВАНИЕ ПОСАДОК СОЕДИНЕНИЙ СО ШПОНКАМИ

© 2022 г. О. А. Леонов^{1,*}, Н. Ж. Шкаруба¹, Ю. Г. Вергазова¹, Д. У. Хасьянова²

¹Российский государственный аграрный университет – МСХА им. К.А. Тимирязева, Москва, Россия

²Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: metr@rgau-msha.ru

Поступила в редакцию 26.04.2022 г.

После доработки 09.08.2022 г.

Принята к публикации 19.08.2022 г.

Рассмотрены посадки цилиндрических соединений со шпонкой, применяемые в различных сборочных единицах промышленной техники и сельскохозяйственных машин. Выявлено, что в большинстве случаев это посадки с зазором, реже – переходные, что обусловлено критерием быстроты сборки и разборки данного вида соединений. Установлено, что при посадках с зазором износ происходит из-за наличия первоначального относительного перемещения поверхностей, а также попадания абразива и продуктов износа в зону трения. Причем, чем больше зазор, тем меньше площадь контакта, больше удельное давление, больше скорость микросрыва, больше загрязнений попадает в зону контакта, интенсивнее изнашиваются поверхности. При наличии зазора в цилиндрическом соединении шпонка начинает перемещаться в горизонтальной и вертикальной плоскостях, что приводит к повышению износа и смятию поверхностей в соединении шпонки с пазом вала и пазом втулки. Учитывая, что предназначение шпоночных соединений в сельхозмашинах – это передача больших нагрузок, то рекомендовано использовать посадки с натягом $H7/s7$, $H8/x8$, $H8/u8$, $H8/s8$ с целью значительного увеличения долговечности. Проведено сравнение рекомендуемых посадок с натягом по величинам натягов в соединении вала со звездочкой унифицированного редуктора Н090.20, где ранее использовалась посадка $30H7/h9$. Установлено, что даже при наибольших натягах возможна разборка запрессованного цилиндрического соединения с помощью ручных съемников.

Ключевые слова: сельскохозяйственная техника, соединение, посадка, зазор, натяг, шпонка, цилиндрическое соединение со шпонкой, изнашивание

DOI: 10.31857/S0235711922060074

Качество сельскохозяйственной техники закладывается, в первую очередь, на этапе проектирования при расчете точности соединений и выборе допусков и посадок. Оптимальный запас точности должен обеспечить долговечность соединения и уменьшить его себестоимость [1], поэтому начальные нормы точности требуют четкого обоснования. Несмотря на это, допуски и посадки соединений, на этом этапе, выбираются методами прецедентов, подобия или рассчитываются [2, 3]. В настоящее время для быстрого расчета и анализа допусков, отклонений и посадок по системе ISO все более широкое применение находит различное программное обеспечение [4, 5]. Особый интерес представляет подход, называемый моделью GapSpace [6], т.к. эта модель может быть интегрирована с САПР (такими как Pro/E) для анализа допусков. Заслуживают внимания и исследования, посвященные влиянию макрогеометрии на натяги в соединениях [7]. При выборе значений допусков и посадок необходимо

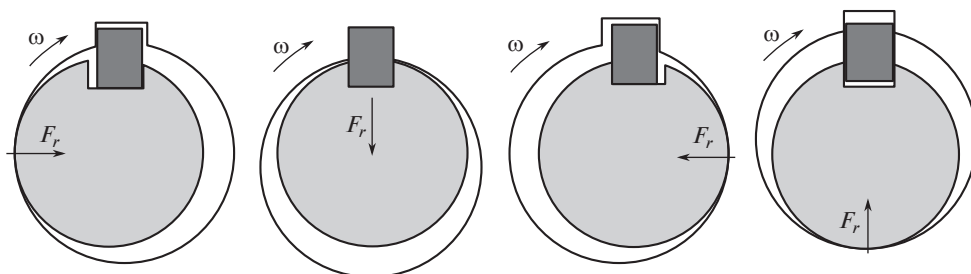


Рис. 1. Контактное взаимодействие поверхностей при вращении соединения «вал–втулка».

учитывать, что заданный ресурс безотказной работы соединения обеспечивается двумя составляющими – износостойкостью поверхностей трения и точностью обработки деталей [8–10].

Цель и задачи исследования – провести анализ посадок в цилиндрических соединениях со шпонкой и рассмотреть возможность использования посадок с натягом для повышения срока службы соединений.

Результаты исследований и их анализ. В зависимости от назначения соединения и условий его работы, рекомендуются следующие поля допусков соединения «вал–втулка со шпонкой» по номинальному размеру (табл. 1, 2).

Из табл. 1 и 2 видно, что реальные допуски и отклонения значительно отличаются от нормируемых. Несоблюдение норм точности приводит к повышенному износу и раннему отказу, но достигнуть таких качеств (табл. 2) в сельскохозяйственном машиностроении и ремонтном производстве невозможно. Нужно искать другие пути решения проблемы.

Режимы работы рассматриваемых соединений определяются характером и величиной нагрузки на сопрягаемые поверхности, относительным их перемещением, частотой вращения, амплитудой колебаний и другими параметрами.

Изнашивание в этом соединении чаще всего абразивное и окислительное при трении скольжения без смазки или со смазкой в условиях вращательного движения (циркуляционного нагружения), присутствует и фреттинг-коррозия, а в случае натяга – преобладает. Низкая коррозионная стойкость применяемой стали и наличие влаги, минеральных удобрений и других элементов в почве особо сказывается на долговечности работы соединений (особенно соединений со звездочками).

Рассмотрим процесс изнашивания и контактирования поверхностей соединения при вращении (рис. 1). Это совершенно другой цикловой процесс контактирования по сравнению с процессом, протекающим в подшипнике скольжения, где каждая точка поверхности вала попеременно касается поверхности отверстия, или по сравнению с посадкой с натягом при раскрытии стыка, где относительное перемещение поверхностей при таком процессе идет как бы по внутреннему зацеплению шероховатостей. При вращении вала со скоростью ω относительно проворачиванию препятствует шпонка, поэтому идет постоянный микросрыв шероховатостей из-за действия силы F_r и неравенства длин окружностей отверстия и вала, и при каждом цикле нагружения-вращения встречаются те точки, которые уже были в контакте между собой (рис. 1). Такой процесс контактирования приводит к значительному и в то же время равномерному износу поверхностей вала и втулки.

Таким образом, на процесс изнашивания в значительной мере оказывает влияние относительное перемещение поверхностей, величина зазора или раскрытия стыка, а также наличие абразива и смазки в зоне трения. Причем, чем больше зазор, тем мень-

Таблица 1. Анализ зазоров и натягов в соединении “вал–втулка” сельскохозяйственной техники

Марка машины, сборочной единицы	Место установки соединения	Посадка по чертежу, мм	Предельные зазоры (+) или натяги (-), мкм
Соединение “вал–втулка звездочки”			
Картофелеуборочный комбайн КПК-3	Валы редукторов привода элеваторов, горок	$\varnothing 30 \begin{array}{l} +0.17 \\ -0.05 \end{array}$	0...+220
	Вал привода элеватора	$\varnothing 30 \begin{array}{l} +0.17 \\ -0.17 \end{array}$	0...+340
Сеялки СЗ-3.6; СЗУ-3.6; СЗА-3.6; СЗТ-3.6	Редуктор	+1.000	+32...+1170
		$\varnothing 35 \begin{array}{l} +0.032 \\ -0.170 \end{array}$	
	Натяжной механизм	+0.20	+60...+340
		$\varnothing 20 \begin{array}{l} +0.06 \\ -0.14 \end{array}$	
Сенуборочная машина КИК-1.4	Биттер	$\varnothing 25 \begin{array}{l} +0.14 \\ -0.52 \end{array}$	0...+660
		+0.17	-90...+420
		$\varnothing 40 \begin{array}{l} -0.17 \\ -0.08 \end{array}$	
		-0.25	
Редуктор универсальный Н 090.20.000	Валы редуктора	$\varnothing 30 \begin{array}{l} H7 \\ h9 \end{array}$	0...+73
Соединение “вал–втулка шестерни”			
Картофелеуборочный комбайн КПК-3	Валы редукторов привода элеваторов, горок	$\varnothing 40 \begin{array}{l} +0.025 \\ +0.018 \\ +0.002 \end{array}$	-18...+23
Сенуборочная машина КИК-1.4	Редуктор	$\varnothing 25 \begin{array}{l} +0.045 \\ -0.045 \end{array}$	0...+90
	Редуктор основной	+0.045	-36...+15
Редуктор универсальный Н 090.20.000	Вал редуктора	$\varnothing 30 \begin{array}{l} +0.036 \\ +0.015 \end{array}$	
		$\varnothing 40 \begin{array}{l} A \\ H \end{array}$	-18...+23

ше площадь контакта, больше удельное давление, больше скорость микросрыва, больше загрязнений попадает в зону контакта, интенсивнее изнашиваются поверхности.

Особо следует рассмотреть изнашивание соединения “шпонка–паз вала–паз втулки”. При увеличении зазора в соединении “вал–втулка звездочки” (рис. 1) шпонка начинает больше перемещаться в вертикальной плоскости, что приводит к уменьшению площади ее контакта с пазом вала и втулки. От возникающих микросрывов идет ударно-волновое нагружение, что приводит к повышению износа и смятию поверхно-

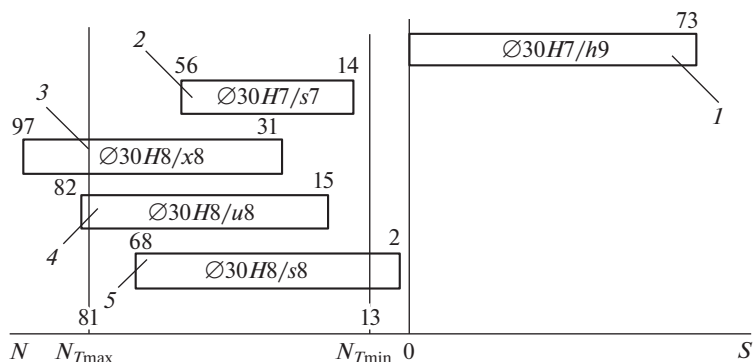


Рис. 2. Сравнение выбранных посадок: 1 – существующая посадка; 2 – посадка, рекомендуемая по 7 качеству; 3 – посадка, с выходом наибольшего натяга за зону разбираемости; 4 – посадка, рекомендуемая по 8 качеству; 5 – посадка, с выходом наименьшего натяга за зону обеспечения необходимого давления.

стей в соединении “шпонка–паз вала–паз втулки” в слабых элементах поверхности – углах. С увеличением размеров пазов и уменьшением размера шпонки еще больше уменьшается площадь контакта, шпонка перекашивается в пазах и начинает приобретать закругленную форму. Паза также деформируются и увеличиваются в размерах. Данному процессу значительно способствует наличие загрязнений в зонах трения (рис. 2).

Раскрытие стыка от действия радиальной силы нужно компенсировать натягом в соединении, что предотвратит проникновение пыли и абразива в зону трения и снизит относительное перемещение поверхностей, значительно уменьшив износ шпонки и пазов. Но большие величины натягов здесь не приемлемы, т.к. конструктивной особенностью такого соединения является обеспечение условий многократной разборки-сборки с целью ремонта и технического обслуживания сопрягаемых сборочных единиц.

Таким образом, для данного соединения необходимо провести расчет оптимальных норм взаимозаменяемости с учетом технологий восстановления и обработки.

Наиболее частым дефектом, приводящим к отказу, является износ контактируемых поверхностей. Поэтому отказ соединения является параметрическим, т.е. прогнозируемым и ожидаемым.

Коэффициент неравномерности износа диаметра вала и втулки небольшой и составляет $\beta = 1.2$. Усталостные разрушения соединения встречаются очень редко, и в основном это касается смятия шпонки и пазов, еще реже – срез вала около буртика.

Табл. 2. Рекомендуемые поля допусков в соединении “вал–втулка”

Условия работы	Поля допусков		Вид посадок
	отверстия втулки	вала	
Точное центрирование	H6	<i>j</i> ₅ 6; k6; m6; n6	переходные с натягом
Большие нагрузки	H7	s7	
	H8	x8; u8; s8	с зазором
Осевое перемещение	H6	n6	
	H7	n7	

Отказ соединения чаще всего происходит из-за следующих дефектов: 1) износ поверхности по внутреннему диаметру отверстия (28%); 2) износ шпонки, паза вала и паза втулки и их усталостного разрушения (79%); 3) износ поверхности по наружному диаметру вала (43%).

Задача сохранения надежности соединения сводится к поддержанию в течение заданного времени определенных величин натяга или, в крайнем случае, — зазора, т.е. точностных и технологических параметров. Это можно сделать следующими методами: 1) повышением износостойкости поверхностей вала и втулки; 2) повышением износостойкости шпонки и ее пазов; 3) расчетом оптимальной точности соединения — натягов и допуска посадки.

Учитывая, что предназначение шпоночных соединений в сельхозмашинах — это передача больших нагрузок, проверим, как можно использовать посадки с натягом $H7/s7$, $H8/x8$, $H8/u8$, $H8/s8$ (табл. 2). Посадки с натягом не только обеспечат точность центрирования зубчатых колес, шкивов или звездочек, широко применяемых в сельскохозяйственных машинах, но и позволят значительно увеличить долговечность данных соединений за счет отсутствия зазора, возможных сдвигов поверхностей и попадания абразива и пыли в зону трения.

Определим, насколько возможно реализовать посадки с натягом из условия разборки соединений в полевых условиях с помощью ручного съемника.

Вначале определим усилие распрессовки по формуле

$$R_p = f_p p_{\max} p d_n l,$$

где f_p — коэффициент трения при распрессовке; p_{\max} — наибольшее давление в посадке, Па; d_n — номинальный диаметр соединения, м; l — длина соединения, м.

Наибольшее давление в посадке определяется по величине наибольшего натяга (табл. 3) с помощью известной зависимости Ламе—Гадолина

$$p_{\max} = N_{\max} / [d_n (C_d / E_d + C_D / E_D)],$$

где C_d и C_D — коэффициенты Ламе вала и втулки; E_d — модули упругости материала вала и втулки (табл. 3), Па.

Наибольшая сила на рукоятке резьбового приспособления, которая требуется для сдвига отверстия относительно вала, рассчитывается по формуле

$$Q = R[r \operatorname{tg}(a + j) + 0.67 f r_0] / L,$$

где L — плечо приспособления, м; r — средний радиус резьбы на приспособлении, м; $\alpha = 2^\circ 30' - 3^\circ 30'$ — угол подъема винтовой пары; $\varphi = 6^\circ 40'$ — приведенный угол трения в резьбе; $f = 0.1 - 0.15$ — коэффициент трения на торце приспособления; r_0 — радиус опоры, м.

Проектные расчеты использования различных посадок в цилиндрическом соединении со шпонкой валов со звездочкой для унифицированных редукторов Н090.20 представлены в табл. 3.

Из табл. 3 видно, что даже при использовании посадки с большими величинами натягов $\varnothing 30H8/x8$ усилие на рукоятке съемного приспособления составит $Q = 186.5$ Н при натяге 97 мкм, что вполне приемлемо для выполнения разборочно-сборочных работ в полевых условиях.

Вывод. Выявлено наличие посадок с зазором в большинстве проанализированных цилиндрических соединений со шпонкой, что обусловлено малой трудоемкостью сборочных и разборочных работ. Но применение таких посадок в данном соединении приводит к значительному снижению долговечности. Учитывая, что предназначение шпоночных соединений в сельхозмашинах — это передача больших нагрузок, то рекомендовано использовать посадки с натягом $H7/s7$, $H8/x8$, $H8/u8$, $H8/s8$ с целью увеличения ресурса. Проведено сравнение рекомендуемых посадок с натягом по величинам натягов в соединении вала со звездочкой унифицированного редуктора Н090.20, где

Таблица 3. Проектные расчеты использования различных посадок в цилиндрическом соединении со шпонкой валов со звездочкой для унифицированных редукторов Н090.20

№	Описание и условное обозначение посадки	Посадка с отклонениями размеров	Натяги (–) или зазоры (+), мкм	Усилие распрессовки R, Н	Наибольшая сила на рукоятке приспособления, Q, Н
1	$\varnothing 30H7/h9$	+0.021 $\varnothing 30$ — –0.052	0...+73	0	0
2	$\varnothing 30H7/s7$	+0.021 $\varnothing 30$ — +0.056 +0.035	–14...–56	29723	107.7
3	$\varnothing 30H8/x8$	+0.033 $\varnothing 30$ — +0.097 +0.064	–31...–97	51484	186.5
4	$\varnothing 30H8/u8$	+0.033 $\varnothing 30$ — +0.081 +0.048	–15...–82	43523	157.7
5	$\varnothing 30H8/s8$	+0.033 $\varnothing 30$ — +0.058 +0.035	–2...–68	36092	130.8

ранее использовалась посадка с зазором – $30H7/h9$. Проведены расчеты и установлено, что даже при наибольших натягах возможна разборка запрессованного цилиндрического соединения с помощью ручных съемников в полевых условиях с целью ремонта и замены элементов приводов сельскохозяйственных машин.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Erokhin M.N., Leonov O.A., Shkaruba N.Z. et al.* Application of Dimensional Analysis for Calculating the Total Misalignment between a Seal and a Shaft // J. of Machinery Manufacture and Reliability. 2021. V. 50. № 6. P. 524.
2. *Yao H.X., Miao E.M., Niu P.C.* Selection of Hole and Axle Interference Fit Tolerance // Applied Mechanics and Materials. 2011. V. 80–81. P. 475.
3. *Li Q., Yang L., Zhao W.Zh. et al.* Design of Positioning Mechanism Fit Clearances Based on On-Orbit Re-Orientation Accuracy // Applied sciences-basel. 2019. V. 9 (21). P. 4712.
4. *Repic N., Saric I., Muminovic A.* Software for Calculation and Analysis of ISO System of Tolerances, Deviations and Fits // 23rd Int/ DAAAM Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation – Focus on Sustainability. 2012. P. 0195.

5. *Skvortsov S., Khryukin V., Skvortsova T.* Statistical Simulation and Probability Calculation of Mechanical Parts Connection Parameters for CAD/CAM Systems // Int. Russian Automation Conf. (RusAutoCon). 2020. V. 641. P. 861.
6. *Zou Z.H., Morse E.P.* A gap-based approach to capture fitting conditions for mechanical assembly // Computer-Aided Design. 2004. V. 36 (8). P. 691.
7. *Boutoutaoua H., Bouaziz M., Fontaine J.F.* Modeling of Interference Fits Taking form Defects of the Surfaces in Contact into Account // Materials & Design. 2011. V. 32. № 7. P. 3692.
8. *Leonov O.A., Shkaruba N.Zh.* A Parametric Failure Model for the Calculation of the Fit Tolerance of Joints with Clearance // J. of Friction and Wear. 2019. V. 40. № 4. P. 332.
9. *Leonov O.A., Shkaruba N.Zh.* Calculation of Fit Tolerance by the Parametric Joint Failure Model // J. of Machinery Manufacture and Reliability. 2020. V. 49. № 12. P. 1027.
10. *Zhang Y., Yang M.S.* A Coordinate SPC Model for Assuring Designated Fit Quality Via Quality-Oriented Statistical Tolerancing // Computers & Industrial Engineering. 2009. V. 57 (1). P. 73.