

DOI: 10.24412/2077-8481-2024-2-67-76

УДК 621.822.6

А. П. ПРУДНИКОВ, канд. техн. наук, доц.

А. Е. НАУМЕНКО, канд. техн. наук

Д. М. МАКАРЕВИЧ, канд. техн. наук, доц.

Белорусско-Российский университет (Могилев, Беларусь)

КУЛАЧКОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ ДЛЯ ПЕРЕДАЧИ ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА

Аннотация

Посвящена вопросу изучения соединений для передачи вращающего момента с вала на ступицу. Рассмотрены преимущества и недостатки наиболее распространенных соединений для передачи вращающего момента, применяемых в машиностроении. Предложены кулачковые соединения для передачи вращающего момента посредством шпонки, втулки и эксцентрика. Приведены зависимости для расчета предложенных соединений на работоспособность по критерию «прочность», выполнен анализ напряженно-деформированного состояния соединений методом конечных элементов.

Ключевые слова:

соединение, кулачок, эксцентрик, вращающий момент.

Для цитирования:

Прудников, А. П. Кулачковые соединения для передачи вращающего момента / А. П. Прудников, А. Е. Науменко, Д. М. Макаревич // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2024. – № 2 (83). – С. 67–76.

Соединения являются важными элементами конструкции машин. Выбор типа соединения зависит от множества факторов: условий работы и взаимодействия деталей, требований к прочности и надежности, технологичности и экономичности изготовления и сборки деталей машин. Проектирование соединения является весьма ответственной задачей, т. к. разрушение деталей чаще всего происходит в месте соединения и необходимо стремиться, чтобы соединение было равнопрочным деталям, которые оно объединяет. Таким образом, прочность соединения определяет прочность всей конструкции машины.

Рассмотрим разъемные соединения, предназначенные для передачи вращающего момента с вала на зубчатое колесо, шкив, маховик и т. д. К таким соединениям относят штифтовые, клеммовые, шпоночные, шлицевые, профильные [1].

Главным недостатком штифтовых соединений является необходимость

сверления отверстия одновременно в ступице колеса и на валу, которое значительно ослабляет сопрягаемые детали (особенно вал) и повышает их стоимость вследствие технологической сложности операции получения отверстия под штифт.

Недостатками клеммовых соединений являются невысокая несущая способность и невозможность обеспечить точную установку ступицы относительно оси вала, значительный дисбаланс, вызываемый соединением, а также повышенные радиальные и осевые габаритные размеры соединения.

Наибольшее распространение для передачи вращающего момента с вала на ступицу получили шпоночные, шлицевые и профильные соединения. К недостаткам соединения призматическими шпонками относят ослабление вала шпоночным пазом и концентрацию напряжений по углам шпоночного паза, что также снижает сопротивление усталости вала. В шлицевых же соединени-

ях влияние указанных недостатков хотя и ниже, однако они сложнее в изготовлении и имеют более высокую себестоимость.

Профильные соединения, обеспечивая хорошее центрирование соединяемых деталей и отсутствие концентрации напряжений (т. к. не имеют резких переходов сечения), создают значительные распорные силы и не технологичны с точки зрения изготовления, поэтому их применение в настоящее время огра-

ничено.

С целью снижения эффекта ослабления прочности вала рассматривается возможность передачи вращающего момента с вала на ступицу с помощью кулачкового соединения, выполненного шпонкой.

Рассмотрим вариант передачи вращающего момента путем размещения шпонки на торце вала и ступицы, представленный на рис. 1.

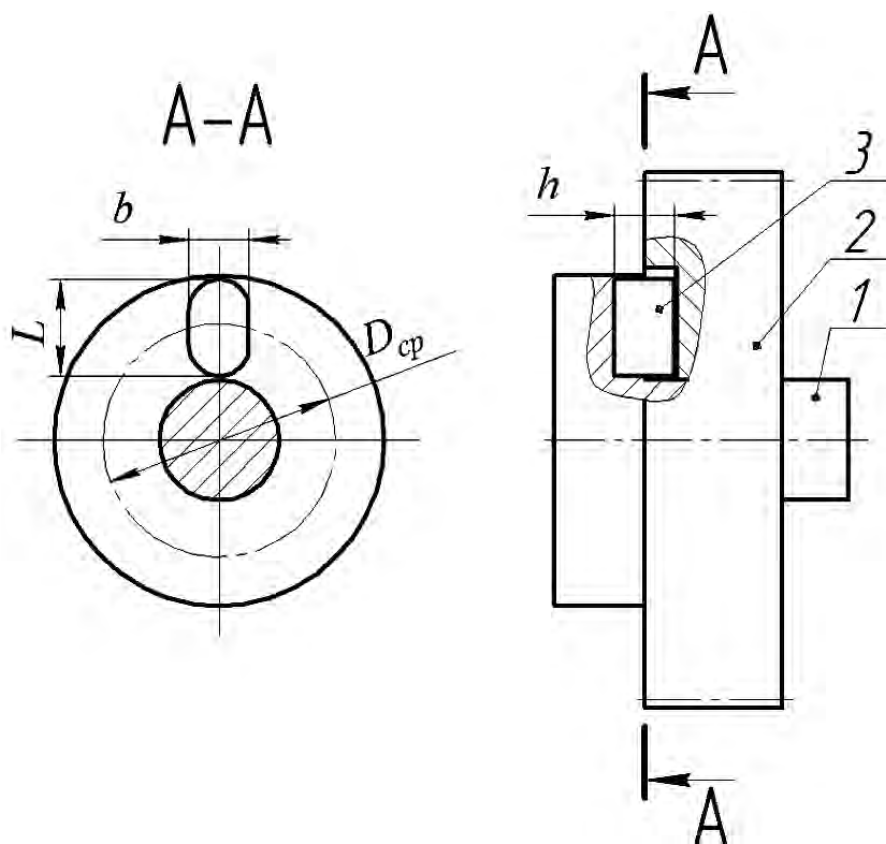


Рис. 1. Соединение с помощью шпонки, размещенной на торце вала и ступицы: 1 – вал; 2 – колесо; 3 – шпонка

Расчет шпонки выполним по напряжениям смятия и среза. Для упрощения расчетов сделаем допущение, что шпонка установлена в пазе на половину своей высоты, а напряжения распределены равномерно по высоте и длине шпонки.

Напряжения смятия для шпонки определяются по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot T}{D_{cp} \cdot h \cdot (L - b)}, \quad (1)$$

где T – вращающий момент, передаваемый валом, Н·м; D_{cp} – диаметр окружности, проходящей через середину длины шпонки, м; h – высота шпонки

(в рассматриваемом случае шпонка заглубляется в паз вала на половину своей высоты), м; L – длина шпонки, м; b – ширина шпонки, м.

Напряжения среза для шпонки вычисляются по формуле

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot T}{D_{cp} \cdot \left((L - b) \cdot b + \frac{\pi \cdot b^2}{4} \right)}. \quad (2)$$

Преимуществами такого соединения являются хорошее центрирование деталей соединения, влияние наличия паза на прочность вала незначительно (сечение вала не ослаблено, а концентрация напряжений в углах паза не снижает сопротивление усталости в опасном сечении вала), также, чем дальше от оси вращения вала расположена шпонка, тем меньше действующая на нее сила. При этом такое соединение имеет простую конструкцию и низкую стоимость, легкость сборки/разборки.

Недостатками рассматриваемого соединения являются увеличение диаметра буртика на валу (соответственно и массы вала), силы, действующие на шпонку, распределены неравномерно вдоль ее длины, возникает дисбаланс вала и колеса.

Для снижения величины дисбаланса предлагается выполнять данное соединение с двумя или тремя шпонками, размещенными по окружности с равным шагом. Соответственно, напряжения смятия и среза будут снижаться пропорционально количеству шпонок.

В САПР SolidWorks Simulation был выполнен анализ напряженно-деформированного состояния шпонки (для случая использования двух шпонок в рассматриваемом соединении). При моделировании были приняты следующие исходные данные:

- вращающий момент на валу $T = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- размеры шпонки: $L = 12 \text{ мм}$; $b = 6 \text{ мм}$; $h = 6 \text{ мм}$;
- диаметр окружности, проходящей через середину длины шпонки, $D_{cp} = 38 \text{ мм}$.

Заданы следующие ограничения: колесо – зафиксировано, вал – установлен в подшипниках; набор контактов между всеми деталями установлен – без проникновения с коэффициентом трения 0,1. При создании сетки максимальный размер конечного элемента для шпонки был принят 1 мм.

На рис. 2 приведен результат прочностного анализа шпонки.

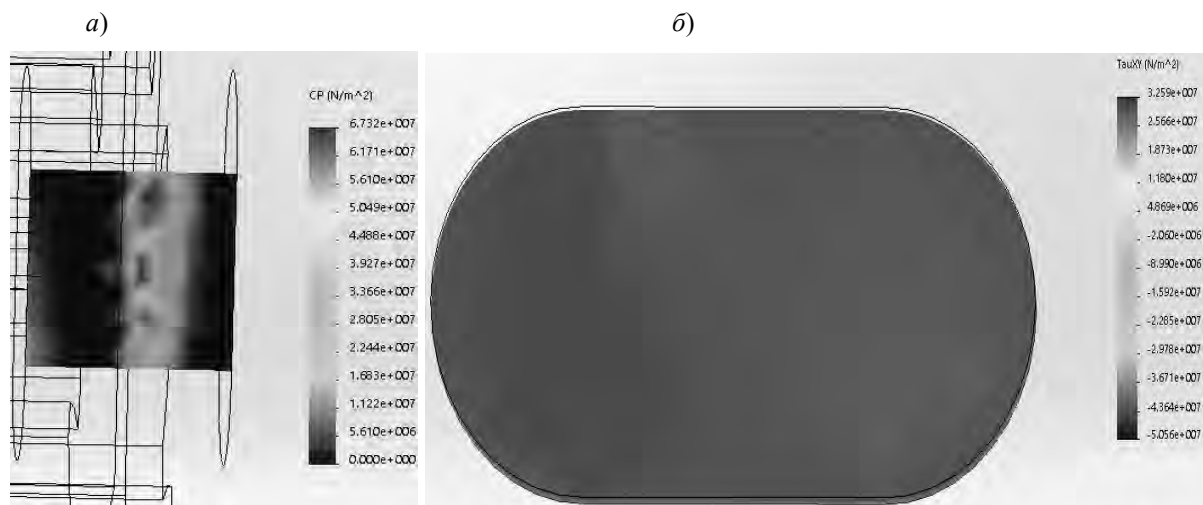


Рис. 2. Результат прочностного анализа шпонки с помощью метода конечных элементов: а – напряжения смятия; б – напряжения среза

Различие между результатами, полученными с помощью теоретических зависимостей и методом конечных элементов, составляет 8 % по напряжениям смятия и 9 % по напряжениям среза.

С целью решения проблемы роста радиальных габаритных размеров бур-

тика на валу при увеличении длины шпонки (при передаче больших вращающих моментов) предлагается вместо шпонки использовать втулку, расположенную в пазе вала и ступицы с эксцентриситетом (рис. 3).

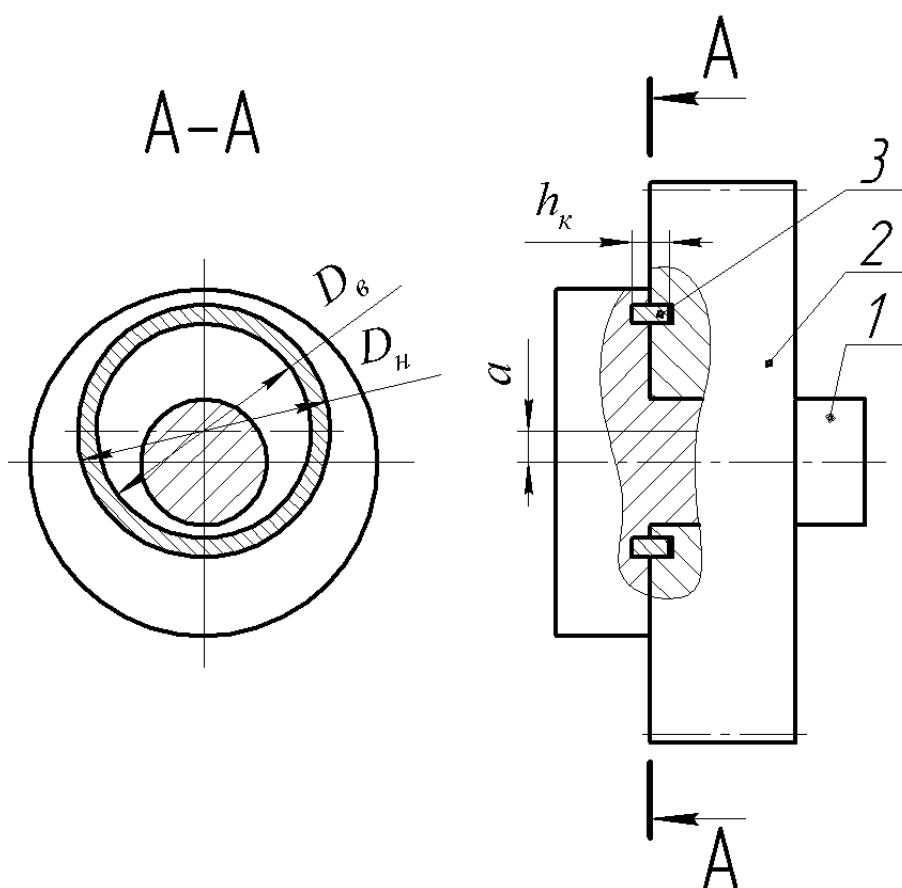


Рис. 3. Соединение вала и ступицы с помощью втулки: 1 – вал; 2 – колесо; 3 – шпонка

Расчет втулки, установленной с эксцентриситетом, также выполняется по напряжениям смятия и среза. Для упрощения расчетов сделаем допущения, что втулка установлена в пазе на половину своей высоты, а напряжения распределены равномерно по окружности втулки.

Напряжения смятия для втулки определяются по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{a \cdot h_k \cdot D_n}, \quad (3)$$

где a – величина эксцентриситета, с которым установлена втулка относительно оси вала, м; h_k – высота втулки, м; D_n – наружный диаметр втулки, м.

Напряжения среза для втулки рассчитываются по формуле

$$\tau_{ср} = \frac{4 \cdot T}{a \cdot \pi \cdot (D_n^2 - D_в^2)}, \quad (4)$$

где $D_в$ – внутренний диаметр втулки, м.

Преимущества данного способа передачи вращающего момента такие же,

как и для шпонки, установленной на торце вала. При этом отсутствует появление дисбаланса вала и колеса, а также вследствие увеличенной поверхности втулки, передающей нагрузку, можно снизить радиальные размеры буртика на валу.

Как видно из формул (3) и (4), основное влияние на величину возникающих напряжений будет оказывать величина эксцентриситета. При ее уменьшении с целью снижения радиальных размеров буртика на валу будут возрастать силы, действующие на втулку, а соответственно, и напряжения в ней.

При моделировании с целью ана-

лиза напряженно-деформированного состояния втулки были приняты следующие исходные данные:

– вращающий момент на валу $T = 50 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

– размеры втулки: $D_n = 40 \text{ мм}$; $D_b = 34 \text{ мм}$; $h_k = 6 \text{ мм}$;

– величина эксцентриситета $a = 3 \text{ мм}$.

Набор контактов, ограничения на перемещение деталей сборки и размеры сетки конечных элементов приняты такие же, как в предыдущем случае.

На рис. 4 приведен результат прочностного анализа втулки.

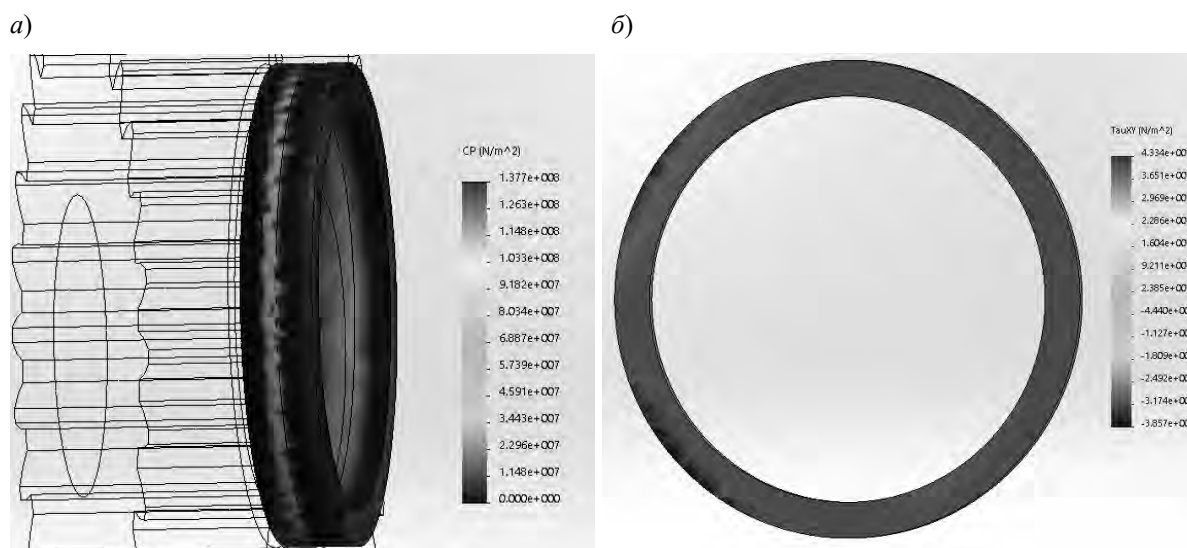


Рис. 4. Результат прочностного анализа втулки с помощью метода конечных элементов: а – напряжения смятия; б – напряжения среза

Разница между результатами, полученными с помощью теоретических зависимостей и методом конечных элементов, составляет 1 % по напряжениям смятия и 9 % по напряжениям среза.

Одним из способов обеспечения равномерного распределения нагрузки между деталями соединения является повышение деформируемости одной из этих деталей. Вследствие чего при приложении нагрузки к соединению из-за деформации такой детали будут компенсироваться зазоры в соединении и нагрузка распределится более равно-

мерно [2]. В рассматриваемом соединении со втулкой деформируемым элементом может выступить отверстие в ступице, которое будет образовано набором стальных пластин, вставленных в паз ступицы (рис. 5).

Во всех рассмотренных способах передачи вращающего момента необходимо фрезеровать пазы для установки элемента, соединяющего вал и ступицу. Рассмотрим способ соединения, не требующего наличия паза, ослабляющего прочность вала, представленный на рис. 6.

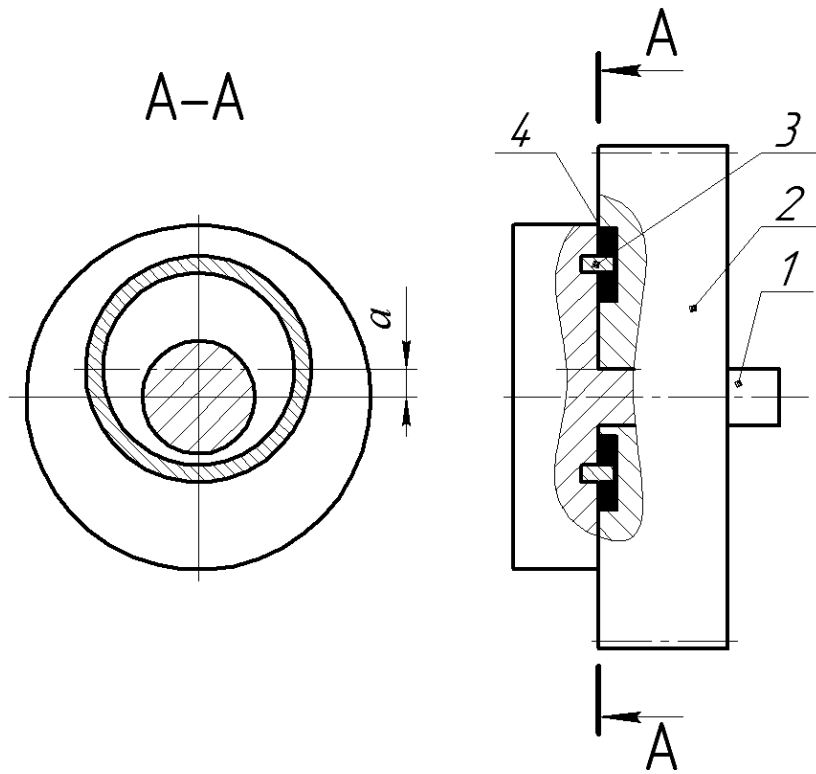


Рис. 5. Соединение вала и ступицы с помощью втулки и деформируемого элемента: 1 – вал; 2 – эксцентрик; 3 – колесо; 4 – набор пластин

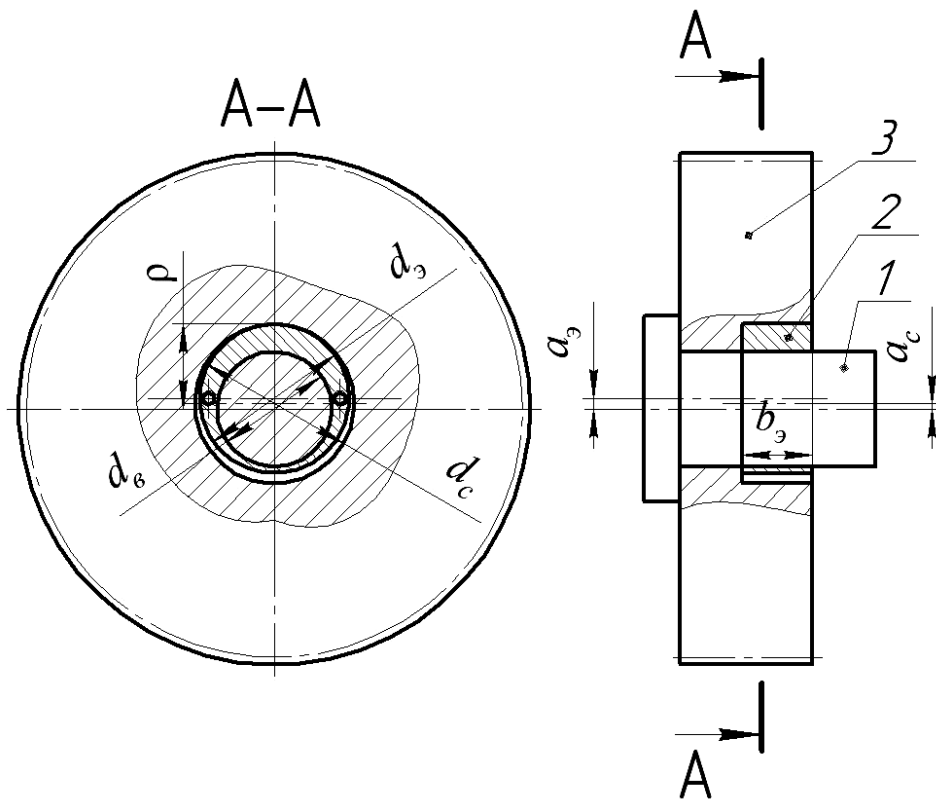


Рис. 6. Передача вращающего момента с помощью эксцентрика: 1 – вал; 2 – эксцентрик; 3 – колесо

На валу устанавливается эксцентрик (посадка с зазором), в ступице выполнено отверстие по ширине эксцентрика, причем отверстие выполнено с эксцентриситетом, равным половине эксцентриситета эксцентрика. При этом, чтобы обеспечить хорошее центрирование соединяемых вала и ступицы, часть отверстия в ступице выполнено по диаметру вала (посадка с натягом).

Для упрощения расчетов в качестве допущения не будем учитывать упругую деформацию деталей.

Сила, с которой эксцентрик воздействует на поверхность ступицы и вала при его повороте, определяется по аналогии с эксцентриковым механизмом [3, с. 123] по формуле

$$W_q = \frac{T_3}{\rho \cdot (\tan(\alpha + \varphi_1) + \tan(\varphi_2))}, \quad (5)$$

где T_3 – вращающий момент на эксцентрике, необходимый для создания силы W_q , Н·м; ρ – расстояние от оси вращения вала до точки соприкосновения эксцентрика с поверхностью ступицы, м; α – угол подъема эксцентрика, град; φ_1 – угол трения скольжения на поверхности взаимодействия эксцентрика со ступицей, град; $\varphi_1 = \text{atan}(f_c)$; f_c – коэффициент трения скольжения между поверхностью эксцентрика и ступицы; φ_2 – угол трения скольжения на поверхности взаимодействия эксцентрика с валом, град; $\varphi_2 = \text{atan}(f_e)$; f_e – коэффициент трения скольжения между поверхностью эксцентрика и вала.

Угол подъема эксцентрика можно вычислить по формуле

$$\alpha = \text{atan}\left(\frac{2 \cdot a_3}{\pi \cdot d_c}\right), \quad (6)$$

где a_3 – эксцентриситет эксцентрика относительно оси вала, м; d_c – диаметр отверстия в ступице, м.

Расстояние от оси вращения вала

до точки соприкосновения эксцентрика с поверхностью ступицы можно найти с использованием теоремы косинусов, решив уравнение

$$a_c^2 - \left(\frac{d_c}{2}\right)^2 - \rho^2 + 2 \cdot \left(\frac{d_c}{2}\right) \cdot \rho \cdot \cos \alpha = 0, \quad (7)$$

где a_c – эксцентриситет отверстия в ступице относительно оси вала, м.

Сила прижатия, которую создает эксцентрик, приводит к возникновению сил трения между взаимодействующими поверхностями эксцентрика и ступицы, а также эксцентрика и вала. Для передачи валом вращающего момента от вала через эксцентрик на ступицу необходимо выполнение следующего условия:

$$W_q \cdot f_e \cdot \frac{d_e}{2} \geq T, \quad (8)$$

где d_e – диаметр вала в месте установки эксцентрика, м.

Выразив из условия (8) W_q и подставив его в формулу (5), можно определить момент на эксцентрике, необходимый для создания требуемой силы его прижатия к валу и ступице:

$$T_3 = \frac{2 \cdot T}{f_e \cdot d_e} \cdot \rho \cdot (\tan(\alpha + \varphi_1) + \tan(\varphi_2)). \quad (9)$$

Расчет эксцентрика на прочность выполняется по контактным напряжениям [4, с. 531], определяемым по формуле

$$\sigma_\kappa = 0,798 \sqrt{\frac{W_q \cdot \left(\frac{d_c - d_3}{d_c \cdot d_3}\right) \cdot E}{2 \cdot b_3 \cdot (1 - \mu^2)}}, \quad (10)$$

где d_3 – диаметр эксцентрика, м; E – модуль упругости, Па; b_3 – ширина эксцентрика, м; μ – коэффициент Пуассона.

Анализ зависимостей (6), (7) и (9) показывает, что наибольшее влияние на величину момента на эксцентрике для создания необходимой силы прижатия оказывает величина эксцентриситета: чем она меньше, тем ниже будет требуемый момент. При этом также будут снижаться контактные напряжения вследствие уменьшения разности ($d_c - d_3$). Необходимо учитывать, что максимальный угол поворота эксцентрика, на котором создается сила прижатия, составляет 180° .

При моделировании с целью ана-

лиза напряженно-деформированного состояния эксцентрика были приняты следующие исходные данные:

– вращающие моменты на валу $T = 25 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и эксцентрике $T_3 = 88,34 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

– сила прижатия, создаваемая эксцентриком, $W_q = 25000 \text{ Н}$;

– параметры эксцентрика: $d_6 = 20 \text{ мм}$; $d_3 = 25 \text{ мм}$; $d_c = 27 \text{ мм}$; $a_3 = 2 \text{ мм}$; $b_3 = 15 \text{ мм}$.

Набор контактов, ограничения на перемещение деталей сборки и размеры сетки конечных элементов приняты такие же, как в предыдущих случаях.

На рис. 7 приведен результат анализа напряженно-деформированного состояния эксцентрика.

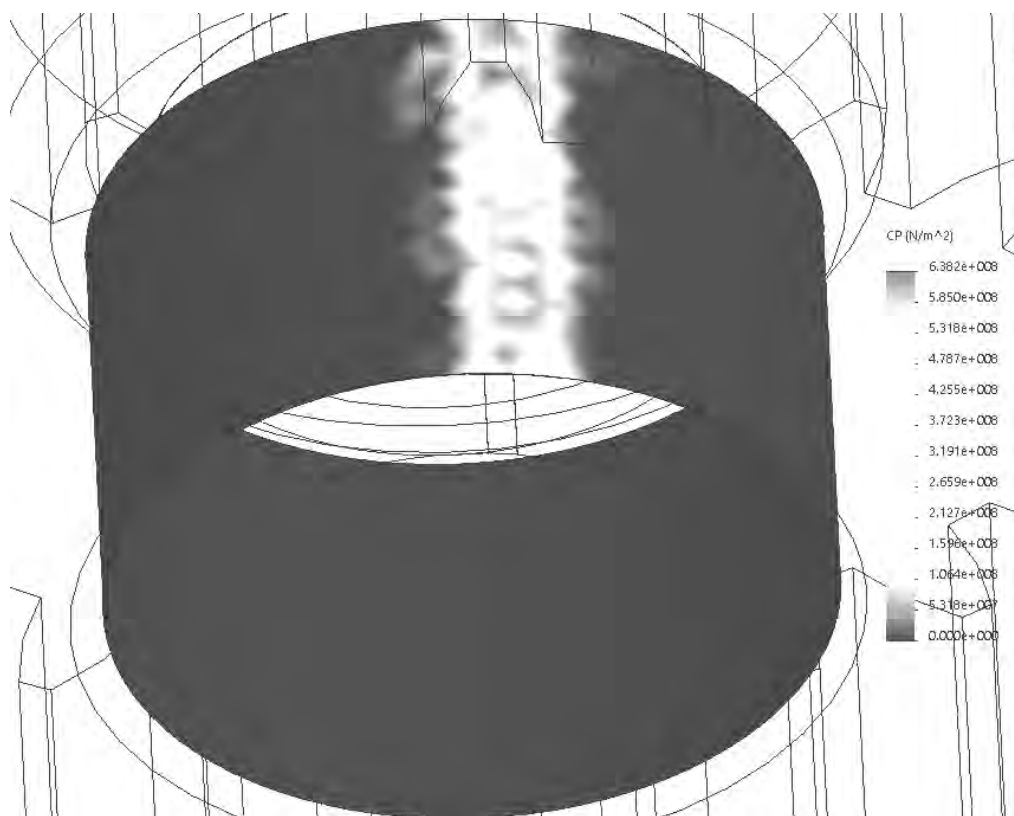


Рис. 7. Результат анализа контактных напряжений эксцентрика методом конечных элементов

Разница между результатами, полученными с помощью теоретических зависимостей и методом конечных элементов, составляет 6 %.

Преимуществами данного способа

соединения являются способность воспринимать значительные динамические нагрузки и возможность нетрудоемкой сборки/разборки соединения.

К недостатку соединения можно

отнести возникновение дополнительной радиальной нагрузки на вал и подшипники, поэтому такой способ соединения подходит при передаче небольших вращающих моментов.

Необходимость в соединении вала и ступицы посредством эксцентрика может возникнуть при ремонте оборудования, когда отсутствует возможность внесения изменений в конструкцию вала. В качестве примера можно привести необходимость замены вентилятора на электродвигателе (рис. 8), который

устанавливается с помощью клеммового соединения, что обусловило довольно сложную конструкцию его ступицы, получаемую литьем. При ремонте вентилятора его конструкция была заменена на сварную, что вынудило отказаться от клеммового соединения (см. рис. 8). В этом случае может быть использован предложенный способ передачи вращающего момента с помощью эксцентрика, что позволяет значительно снизить себестоимость ремонта и замены вентилятора.



Рис. 8. Вентилятор с клеммовым соединением

Таким образом, предложены кулачковые соединения для передачи вращающего момента посредством шпонки, втулки и эксцентрика. Приведены зависимости для расчета предложенных соединений на работоспособность по критерию «прочность» и выполнен анализ напряженно-деформированного состояния соединений методом

конечных элементов, который подтвердил адекватность полученных зависимостей. Процент погрешности (до 9 %) между результатами расчета, полученными с помощью теоретических зависимостей и методом конечных элементов, объясняется принятыми при выводе теоретических зависимостей допущениями для упрощения расчетов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 16-е изд., испр. – Москва: Юрайт, 2018. – 409 с. : ил.
2. **Прудников, А. П.** Обеспечение равномерного распределения нагрузки в шлицевом соединении / А. П. Прудников // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Международ. науч.-техн. конф. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2022. – С. 96.

3. Технологическая оснастка: учебник / М. Ф. Пашкевич [и др.]. – Минск : Адукацыя і выхаванне, 2002. – 320 с. : ил.

4. **Биргер, И. А.** Расчет на прочность деталей машин: справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1993. – 640 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 5 февраля 2024 года

Контакты:

prudnikovap85@gmail.com (Прудников Александр Петрович);

sardar81@mail.ru (Науменко Анатолий Евгеньевич);

makarevitchdm@yandex.by (Макаревич Дмитрий Михайлович).

A. P. PRUDNIKOV, A. E. NAUMENKO, D. M. MAKAREVICH

CAM CONNECTIONS FOR TORQUE TRANSMISSION

Abstract

The article investigates connections for transmitting torque from the shaft to the hub. The advantages and disadvantages of the most common connections for transmitting torque used in mechanical engineering are considered. Cam connections for transmitting torque by means of a key, a bushing and an eccentric are proposed. Dependencies for calculating the proposed connections for operability according to the criterion of strength are given. An analysis of the stress-strain state of the connections is performed using the finite element method.

Keywords:

connection, cam, eccentric, torque.

For citation:

Prudnikov, A. P. Cam connections for torque transmission / A. P. Prudnikov, A. E. Naumenko, D. M. Makarevich // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2024. – № 2 (83). – P. 67–76.