

## ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО- ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПРОФИЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЙ УЗЛОВ МАШИН

В статье представлены результаты исследований профильных соединений механизмов и машин на жесткость и прочность. Устройство выполнено на основе применения неподвижных и подвижных профильных соединений, предназначенных для передачи крутящего момента. Рассмотрены профильные соединения с гарантированным зазором, изготовленные на основе равноосного контура типа РК-3, РК-5 и криволинейного контура типа ККс-4, которые получили наиболее широкое внедрение в узлах металлорежущих станков и других машин, производимых в России, а также в Венгрии, Германии и КНДР. Применяя известную методику, предназначенную для оценки напряженно-деформированного состояния деталей профильных соединений, выполнены расчеты по критериям работоспособности на прочность и жесткость ступиц (втулок) с разной толщиной стенок. Анализ результатов расчета прочности и жесткости проведен на примере РК-3 профиля. При растяжении ступицы от действия распорных сил учтена геометрическая форма, номинальный размер охватываемой детали, толщина стенок охватывающей детали, а также величина передаваемой соединением внешней нагрузки в статике. Определены допускаемые значения толщины стенок ступицы (втулки) соединения для обеспечения жесткости ступицы при растяжении от действия внешних нагрузок. В результате исследований установлено влияние толщины стенок ступицы для исследуемых форм деталей соединения от значений передаваемого крутящего момента. Например, изменение толщины стенки ступицы от 15 до 3 мм для нормального ряда посадочных диаметров вала вызывает растяжение втулки в радиальном направлении до 50 мкм в диапазоне передаваемых крутящих моментов от 5 до 600 Н·м.

**Ключевые слова:** РК-3, РК-5, ККс-4 профильные соединения, вал, ступица, напряжение, растяжение, металлорежущие станки.

**Введение.** Профильные соединения деталей машин, предназначенные для передачи крутящего момента, получают все большее применение в различных узлах машин и механизмов станкостроительного и кузнечно-прессового оборудования, в автомобильной промышленности и вагоностроении [1]. Внедрение профильных соединений деталей машин связано с развитием современных технологий изготовления фасонных деталей, а также с выпуском партий инновационных конструкций металлорежущих станков, производимых в России и ряде зарубежных стран, в Венгрии, Германии, Швейцарии и КНДР [1].

Современные технологии высокоскоростного фрезерования на станках с ЧПУ, представленные в работе [2], позволяют изготовить детали профиль-

ных соединений с цилиндрической и конической формой продольного сечения с равноосным и криволинейным контуром, соответствующие 6–8 квалитету точности.

**Постановка задачи.** Целью работы является обеспечение работоспособности тонкостенных деталей моментопередающих профильных соединений РК-3 и ККс-4 машин и механизмов на примере соединения с равноосным контуром с числом граней, равным трем.

Обзор и анализ научных работ показал, что из широкого спектра профильных соединений наибольшее применение в машинах и механизмах получили профильные соединения с равноосным контуром РК-3, РКс-3 с числом граней, равным трем, а также профильные соединения с криволинейным

контуром КК-4, ККс-4 с числом граней, равным четырем [1–5]. Разъемные профильные соединения типа РК-3, РКс-3 предназначены для передачи крутящего момента в нереверсируемых механизмах (передачах) машин. Разъемные профильные соединения типа КК-4, ККс-4 предназначены для передачи крутящего момента и осевого перемещения блока зубчатых колес под нагрузкой. Примерами производственного опыта являются наиболее применяемые разъемные профильные соединения типа ККс-4 в узле фрезерной головки, коробке переключения передач фрезерного станка, а также в узле передней бабки агрегатного станка. В то же время экспериментальные исследования, проведенные на фрезерных станках моделей 6Р81Г и 6Д82Ш, а также на горизонтально-фрезерном полуавтомате с ЧПУ модели ДФ-1000 (Дмитровский завод фрезерных станков, г. Дмитров) показали, что применение профилей типа РК-3 в коробках скоростей в качестве подвижных соединений валов и блоков зубчатых колес нежелательно. Установлено также, что при передаче реверсируемой нагрузки (крутящего момента) при выборе бокового зазора посадки при повороте профильного вала в профильном отверстии ступицы типа РК-3 возникает удар. Это вызывает изменение геометрической формы профильного отверстия в ступице и, таким образом, понижается точность центрирования деталей соединения при сборке.

Лучшие результаты при осевом перемещении блока зубчатых колес по валу получены при применении профиля типа РКс-3. Данный модифицированный профиль отличается от РК-3 тем, что его вершины специально срезаны по дуге окружности при токарной обработке. Образование площадок позволяет обеспечить более легкое перемещение блока зубчатых колес вдоль оси вала под нагрузкой. Выбор геометрических параметров при проектировании момента передающего профильного соединения РКс-3 должен соответствовать нормальному ряду размеров профильных валов и отверстий с равноосным контуром согласно стандарту DIN 32711-79 и DIN 32712-79.

При проведении экспериментальных испытаний РКс-3 профильных соединений на кручение профессор Musyl R. установил зависимость изменения напряжений по контуру профильного отверстия и по посадочной длине ступицы. Определены участки контурной кривой, где возникают напряжения от 250 до 900 МПа. Значения напряжений, превышающие допускаемые, возникают в местах перехода равноосной кривой с разной величиной эксцентриситета. Изменение формы поперечного сечения (перегибы кривой) при чистовом точении профильного вала или растачивании профильного отверстия способствует возникновению мест концентраторов напряжений. Таким образом, передача профильным соединением типа РКс-3 значений крутящего момента в диапазоне от 500 до 700 Н·м может приводить к потере работоспособности соединения по критерию прочность. Для обеспечения прочности профильной посадочной поверхности отверстия на смятие необходимо изготавливать ступицы из легированных сталей марок 45Х или 40ХФА с закалкой и охлаждением в масле.

При расчете и конструировании особое значение имеет выбор типа посадки в профильном соединении. Типовая посадка назначается в системе отверстия и должна обеспечить отсутствие зазоров в соединении при передаче внешней нагрузки [1].

Наличие зазоров в стыках приводит к расширению или сужению ступиц в направлении действия радиальных сил. Этот процесс может длиться до тех пор, пока не будут выбраны зазоры в стыках соединения. Предпочтительные типы посадок приведены в стандартах DIN 32711-79 и DIN 32712-79 и работе [1].

Обладая эксплуатационными преимуществами в сравнении со шпоночными и шлицевыми соединениями, в частности повышенной нагрузочной способностью, которая объясняется отсутствием концентраторов напряжений деталей соединения, неподвижные разъемные профильные соединения с равноосным контуром типа РК-3 имеют ряд недостатков, которые ограничивают область их применения. Основным ограничением при использовании соединения типа РК-3 с некруглой формой поперечного сечения в качестве подвижных является заедание сопряженных деталей. Заедание возникает при перемещении блока зубчатых колес вдоль оси вала под нагрузкой. Это происходит, например, когда крутящий момент передается при одновременном осевом перемещении блока зубчатых колес. Тогда целесообразно применять соединение со срезанным равноосным контуром типа РКс-3 или профильное соединение со срезанным криволинейным контуром типа ККс-4, ККс-6. Широкое применение модифицированные профили ККс-4 и ККс-6 получили в подвижных соединениях, предназначенных для продольного перемещения рабочего стола горизонтально-фрезерного станка.

Успешное применение модифицированных профилей типа ККс-4 в качестве подвижных соединений при передаче крутящих моментов объясняется, прежде всего, большим значением приводного угла. Величину приводного угла в профильном соединении любого типа определяют между касательной, проведенной к замкнутой кривой профиля в точке первоначального контакта вала и отверстия во втулке и направлением нормали проведенной к радиус-вектору в точку контакта для выбранной грани соединения. Установлено, что значение приводного угла для криволинейного профиля типа ККс-4 находится в интервале от 21,7° до 33,7°, в то время как для профиля с равноосным контуром типа РК-3 значение приводного угла лежит в интервале от 10,6° до 15,4° для всего диапазона рекомендуемых значений среднего посадочного диаметра соединения согласно DIN 32711-79 и DIN 32712-79. Это позволяет соединению типа ККс-4 передавать большие крутящие моменты.

Необходимо отметить, что применение механических коробок переключения передач в настоящее время не потеряло своей актуальности при производстве металорежущих станков отечественного производства, в частности при производстве токарно-винторезных станков 1М63Н-5 на Рязанском заводе станкостроения, наряду с широким применением электромагнитных муфт.

Профильные соединения с количеством граней, равным трем, типа РК-3 не рекомендуют применять также, если зубчатое колесо или блок зубчатых колес имеет тонкостенную ступицу [1, 6]. В этом случае в зоне контакта возникают большие распорные силы, которые деформируют тело ступицы зубчатого колеса или зубчатого колеса (шестерни) без ступицы. Распорные силы, действующие по граням в радиальном направлении, вызывают деформацию ступицы при растяжении, что приводит к возникновению недопустимых радиальных биений зубчатого

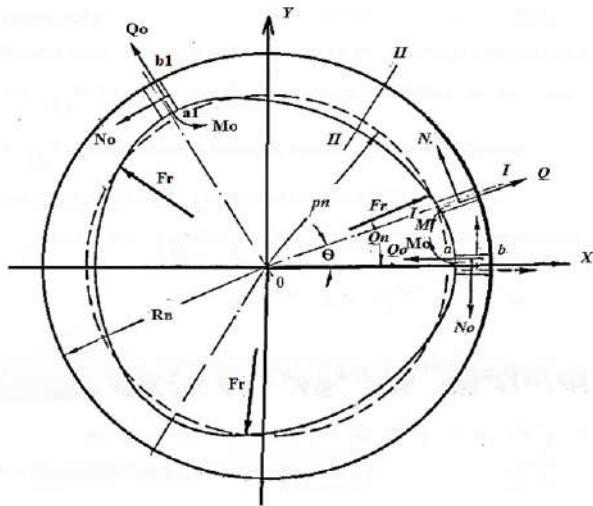


Рис. 1. Расчетная схема втулки с профильным отверстием [15, 16]

колеса. Теоретически и экспериментально доказано, что ступица под действием внешних сил может расширяться как положительно, так и отрицательно до момента пока не будет выбран зазор посадки в соединении. Плотность посадки в профильном соединении определяет качество соединения и влияет на работоспособность [6, 7].

Расчетом установлено, что при действии распорных сил по граням профильного соединения типа РК-3 возникают напряжения порядка 600 МПа. Значения возникающих напряжений превышают допускаемые напряжения смятия легированных конструкционных сталей типа 40Х, 40ХН, 45Х для некоторых рекомендуемых способов термической обработки сталей (нормализация, улучшение). Это имеет место при передаче соединением крутящего момента более 500 Н·м в условиях пульсационной нагрузки и тонкостенной ступице зубчатого колеса от 8 до 3 мм. В этом случае целесообразно применять профильные соединения с количеством граней больше трех, например, соединения с равноосным контуром РК-5, РК-7 или срезанные соединения типа РКс-5, РКс-7 (пять и семь граней), а также профильные соединения с криволинейным контуром типа Кс-6 (шесть граней) [1].

**Результаты экспериментов.** Всесторонние аналитические и экспериментальные исследования профильных соединений устройств машин и механизмов, проведенные авторами работ [6–12], определили ряд нерешенных научно-практических задач. Наиболее актуальной научно-практической задачей является обеспечение работоспособности профильных соединений в узлах машин с применением тонкостенных блоков зубчатых колес при обеспечении требуемой жесткости и прочности на основе использования многогранных профильных соединений.

Предварительные расчеты соединений типа РК-3 и ККс-4 с использованием формул работ [13–15] позволяют оценить приближенные значения напряжений и деформаций ступиц (втулок) с разной толщиной стенки и шириной посадочной поверхности при передаче соединением крутящего момента. Следует отметить, что при выборе расчетной схемы профильного соединения (рис. 1), Musyl R. принял ряд допущений: 1. Детали соединения имеют идеальную форму. 2. Координаты точек перво-

начального контакта деталей определены без учета фактического зазора в соединении. 3. По наружной цилиндрической поверхности втулки действует крутящий момент. 4. Не учитывается действие внешней радиальной силы. 5. Не учитывается условие смазывания деталей соединения. 6. Ступица переменного сечения заменена круговым кольцом постоянного сечения.

Рассмотрим расчетную схему втулки (рис. 1).

«Решение задачи сведено к определению напряжений во втулке (ступице) от действия трех симметрично расположенных распорных сил  $F_r$ , направленных вдоль радиус-вектора  $\rho_n$  и трех окружных сосредоточенных сил  $F_r'$ , направленных перпендикулярно к радиус-вектору в сторону вращения».

«При расчете втулки на изгиб можно пренебречь силами  $F_r'$  т.к. момент, который они создают, полностью уравновешивается крутящим моментом  $M_{kp}$ , передаваемым соединением. Таким образом, если провести во втулке сечение  $ab$  (рис. 1), то напряжения, действующие по данному сечению, могут быть определены через продольную силу  $N_o$ , перерезывающую силу  $Q_o$  и изгибающий момент  $M_o$ » [15].

Приближенное решение задачи представлено в работах [6, 7, 15, 16].

«Для определения  $N_o$ ,  $Q_o$ ,  $M_o$  была использована теорема о наименьшей работе. Были составлены выражения потенциальной энергии  $U$  деформации втулки в виде функций  $N_o$ ,  $Q_o$ ,  $M_o$  и  $F_r$ ».

Выражение потенциальной энергии деформации для кривого бруса имеет вид [16]:

$$U = \int_s \left( \frac{M^2}{2R_c \cdot A \cdot \gamma \cdot E} + \frac{N^2}{2E \cdot A} + \frac{M \cdot N}{E \cdot A \cdot R_c} + \frac{k \cdot Q^2}{2A \cdot G} \right) dS, \quad (1)$$

где  $M$  — изгибающий момент;

$N$  и  $Q$  — продольная и перерезывающая силы, приложенные в центре тяжести поперечного сечения;

$R_c$  — радиус центральной оси кривого бруса;

$A$  — площадь поперечного сечения;

$\gamma$  — расстояние центра тяжести поперечного сечения от центральной оси;

$E$  — модуль продольной упругости;

$G$  — модуль сдвига;

$S$  — длина кривого бруса;

$k$  — коэффициент геометрической формы сечения.

Исходя из условий непрерывности в сечении  $ab$ , вытекают три уравнения вида [7, 15, 16]:

$$\frac{\partial U}{\partial N_o} = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial Q_o} = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial M_o} = 0. \quad (2)$$

Из уравнений (2) определяют параметры  $N_o$ ,  $Q_o$  и  $M_o$ .

В дальнейшем Борович Л. С., используя результаты дифференцирования, пренебрегая поперечной (перерезывающей) силой  $Q_o$ , получил формулы, позволяющие рассчитывать напряжения и деформации во втулке РК-3 профильного соединения при нагрузжении крутящим моментом  $M_{kp}$  (рис. 2) [16].

Максимальный изгибающий момент возникает в сечениях втулки при  $\theta = \theta_n$ ;  $\theta_n + \frac{2\pi}{3}$ ;  $\theta_n + \frac{4\pi}{3}$ . Наибольшие напряжения действуют в тех же се-

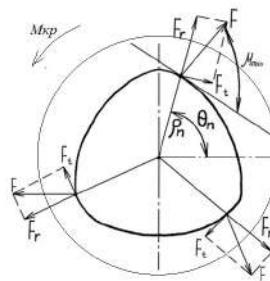


Рис. 2. PK-3 профильное соединение и схема нагружения втулки

чениях. В верхних волокнах втулки действуют наибольшие растягивающие напряжения  $\sigma_1$ , а в нижних наибольшие сжимающие напряжения  $\sigma_2$ . Величина напряжений определяется по формулам вида [16]:

$$\sigma_1 = \frac{N}{F} + \frac{M_{\max}}{F \cdot \gamma} \cdot \frac{h_1}{R_B}, \quad (3)$$

$$\sigma_2 = \frac{N}{F} - \frac{M_{\max}}{F \cdot \gamma} \cdot \frac{h_2}{R_B}, \quad (4)$$

где  $\gamma$  — расстояние центра тяжести сечений от нейтральной оси, принятное ранее приближённо равным  $\frac{H^2}{12 \cdot R_c}$ ;

$h_1$  — расстояние от нейтральной оси до верхних волокон;

$h_2$  — расстояние от нейтральной оси до нижних волокон;

$M_{\max}$  — максимальный изгибающий момент;

$F$  — площадь поперечного сечения.

На рис. 3 изображена симметричная часть втулки [16].

Несмотря на принятые допущения, разработанная методика расчета напряжений и перемещений позволила оценить влияние конструктивных параметров соединения на напряженно-деформированное состояние ступицы для так называемых «бесшпоночных соединений многодутового профиля».

В действительности профильные соединения вала и ступицы (втулки) выполняют по предпочтительным посадкам переходным, с гарантированным зазором или натягом согласно рекомендациям работ [1, 7, 8, 13–16].

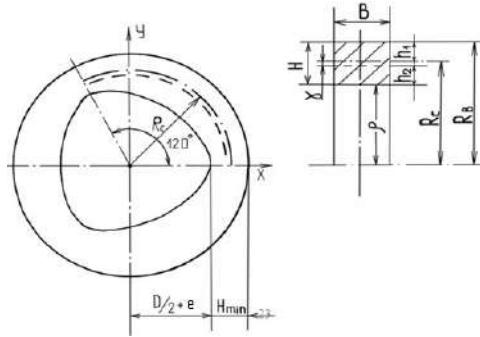


Таблица 2

Значения поправочного коэффициента радиальных растяжений ( $\gamma_1$ ) для соответствующей толщины ступицы ( $S$ , мм) из диаграммы [13–15]

	$S_1 = 3$	$S_2 = 5$	$S_3 = 8$	$S_4 = 10$	$S_5 = 12,5$	$S_6 = 15$
$\gamma_1(20)$	$6 \cdot 10^{-3}$	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$4,0 \cdot 10^{-4}$	—	—	—
$\gamma_1(25)$	$8 \cdot 10^{-3}$	$2,5 \cdot 10^{-3}$	$6,5 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-4}$	$3,5 \cdot 10^{-4}$	—
$\gamma_1(32)$	$1,3 \cdot 10^{-2}$	$4,0 \cdot 10^{-3}$	$1,2 \cdot 10^{-3}$	$7,0 \cdot 10^{-4}$	$5,0 \cdot 10^{-4}$	$2,7 \cdot 10^{-4}$
$\gamma_1(36)$	$1,6 \cdot 10^{-2}$	$4,7 \cdot 10^{-3}$	$1,6 \cdot 10^{-3}$	$9,0 \cdot 10^{-4}$	$6,5 \cdot 10^{-4}$	$3,5 \cdot 10^{-4}$
$\gamma_1(40)$	$1,8 \cdot 10^{-2}$	$5,5 \cdot 10^{-3}$	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$1,2 \cdot 10^{-3}$	$7,7 \cdot 10^{-4}$	$4,1 \cdot 10^{-4}$
$\gamma_1(45)$	$2,3 \cdot 10^{-2}$	$6,8 \cdot 10^{-3}$	$2,4 \cdot 10^{-3}$	$1,6 \cdot 10^{-3}$	$1,0 \cdot 10^{-3}$	$5,5 \cdot 10^{-4}$
$\gamma_1(50)$	$2,7 \cdot 10^{-2}$	$8,1 \cdot 10^{-3}$	$2,9 \cdot 10^{-3}$	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$1,3 \cdot 10^{-3}$	$7,0 \cdot 10^{-4}$
$\gamma_1(65)$	$4,5 \cdot 10^{-2}$	$1,4 \cdot 10^{-2}$	$5,1 \cdot 10^{-3}$	$3,2 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-3}$
$\gamma_1(80)$	—	$2,1 \cdot 10^{-2}$	$7,9 \cdot 10^{-3}$	$5,1 \cdot 10^{-3}$	$3,7 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$
$\gamma_1(90)$	—	$2,8 \cdot 10^{-2}$	$1,1 \cdot 10^{-2}$	$6,5 \cdot 10^{-3}$	$4,8 \cdot 10^{-3}$	$3,0 \cdot 10^{-3}$

где  $M_{kp}$  — величина крутящего момента, кГ·см;  
 $\sigma_1$  — поправочный коэффициент радиальных напряжений, кГ/см<sup>2</sup>/кГ;

$b$  — ширина ступицы, см.

Для расчета растяжений втулки в радиальном направлении в соединении типа РК-3 определим значения поправочного коэффициента радиальных растяжений втулки по диаграммам, которые приведены в работах [13–15].

Числовые значения поправочного коэффициента радиальных растяжений втулки (ступицы) представлены в табл. 2.

Применяя формулу работы [15], определяют радиальные растяжения ступицы:

$$\gamma_{eff} = \frac{M_{kp} \cdot \gamma_1}{b}, \quad (6)$$

где  $\gamma_1$  — поправочный коэффициент радиальных растяжений ступицы, мкм/кГ.

Дальнейшие расчеты приведены в СИ при ширине посадочной поверхности ступицы, равной 10 мм.

Проведенные расчеты позволяют установить зависимости значений растяжений ступицы в радиальном направлении от действия распорных сил при передаче внешней нагрузки. На рис. 4–8 представлены зависимости расчетных значений растяжений (расширений) ступиц с РК-3 профильным отверстием для разных толщин стенок при передаче крутящего момента. Установленные зависимости растяжения (расширения) ступицы в радиальном направлении по граням от внешней нагрузки имеют нелинейный характер (рис. 4–8). Применение полученных зависимостей при проектировании профильных соединений с равноосным контуром позволяет спрогнозировать степень точности цилиндрических зубчатых колес механических передач с использованием рекомендаций табл. 3.

При выполнении проектировочного расчета профильного соединения используют условие по критерию жесткость вида [4]:

$$\delta_{max} \leq [\delta], \quad (7)$$

где  $\delta_{max}$  — максимальное расчетное значение радиального растяжения ступицы, мкм;

$[\delta]$  — допускаемое значение радиального биения зубчатого венца, мкм.

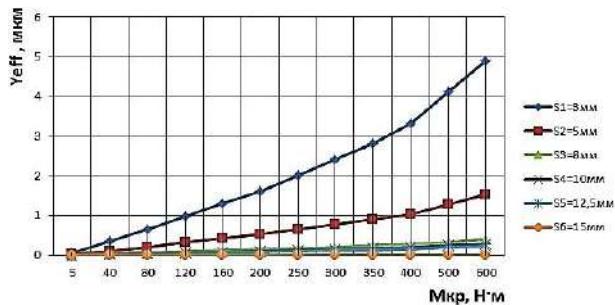


Рис. 4. Зависимость расширения ступицы от крутящего момента для  $D_m = 25$  мм

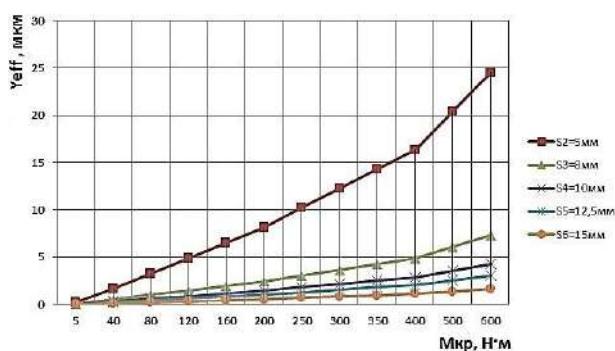


Рис. 5. Зависимость расширения ступицы от крутящего момента для  $D_m = 32$  мм

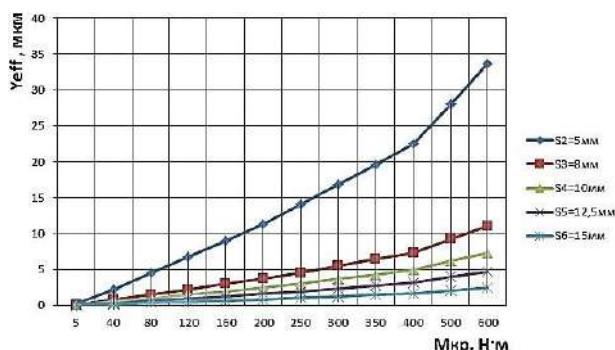


Рис. 6. Зависимость расширения ступицы от крутящего момента для  $D_m = 40$  мм

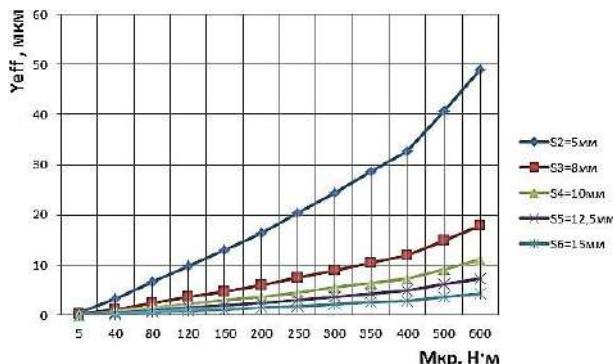


Рис. 7. Зависимость расширения ступицы от крутящего момента для  $D_m = 50$  мм

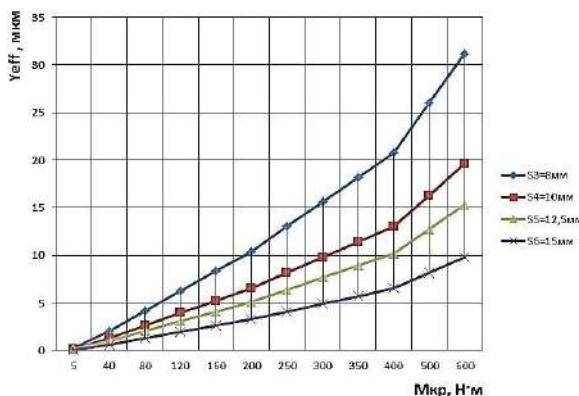


Рис. 8. Зависимость расширения ступицы от крутящего момента для  $D_m = 65$  мм

Таблица 3

Допускаемые значения радиальных биений зубчатого венца цилиндрических колес по ГОСТ 1643-81

Делительный диаметр зубчатого колеса, мм	Допускаемые значения радиального биения зубчатого венца, мкм							
	Модуль от 1 до 3,5 мм				Модуль св. 3,5 до 6,3 мм			
	Степень точности		Степень точности		6	7	8	9
До 125	25	36	45	71	28	40	50	80

При сравнении рекомендуемых ГОСТ 1643-81 значений допускаемых радиальных биений венца зубчатого колеса для соответствующей степени точности и полученных значений растяжений (расширений) ступицы расчетным путем можно сделать следующие выводы.

#### Выводы

1. Условие жесткости для соединения типа РК-3 выполняется на всем диапазоне внешних нагрузок от 5 до 600 Н·м для толщины стенок ступицы от 3 до 15 мм при посадочном диаметре вала, равном 25 мм.

2. Условие жесткости для соединения типа РК-3 выполняется на всем диапазоне внешних нагрузок от 5 до 600 Н·м для толщины стенок ступицы от 5 до 15 мм при посадочном диаметре вала, равном 32; 40 и 50 мм.

3. Условие жесткости для соединения типа РК-3 выполняется на всем диапазоне внешних нагрузок от 5 до 600 Н·м для толщины стенок ступицы от 8 до 15 мм при посадочном диаметре вала, равном 65 мм.

4. При передаче соединением крутящего момента более 500 Н·м в условиях пульсационной нагрузки и тонкостенной ступице зубчатого колеса от 8 до 3 мм целесообразно применять профильные соединения с количеством граней больше трех. Например соединения с равноосным контуром РК-5, РК-7 или модифицированные соединения типа РКс-5, РКс-7 (пять и семь граней).

#### Библиографический список

1. Тимченко А. И. РК-профильные соединения и их применение в различных отраслях промышленности // СТИН. 1993. № 2. С. 13 – 18.
2. Камрюк М. С., Зенин Н. В. Технологические методы формообразования поверхностей бесшпоночных соединений //

Сборка в машиностроении и приборостроении. 2005. № 9. С. 35 – 40.

3. Моргунов А. П. Разработка и обеспечение прочности профильных неподвижных неразъемных соединений: автореф. ... дис. д-ра техн. наук. Омск: Изд-во ОМГТУ, 1998. 38с.

4. Индаков Н. С. К исследованию крутильной жесткости и износостойкости профильных соединений // Технология машиностроения: сб. Тула: Изд-во ТПИ, 1977. С. 132 – 133.

5. Корзюков Н. П., Дмитриев Н. И. Повышение кинематической точности зубчатых передач при применении профильного соединения зубчатого колеса с валом // Вестник машиностроения. 1990. № 11. С. 54 – 55.

6. Ильиных В. А., Линейцев В. Ю., Рожкова Е. А. Расчет напряженно-деформированного состояния ступицы с РК-профильным отверстием // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2010. № 3 (27). С. 69 – 73.

7. Рожкова Е. А., Ильиных В. А., Линейцев В. Ю. Расчет на прочность РК-3-профильных соединений с натягом // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2012. № 2 (34). С. 17 – 20.

8. Пат. 142049 Российская Федерация, МПК F16D 1/06 (2006.01). Профильное соединение вал-ступица с равноосным контуром с натягом / Рожкова Е. А., Ильиных В. А., Линейцев В. Ю. № 2013149425; заявл. 06.11.2013; опубл. 20.06. 2014. Бюл. № 7.

9. Пат. 155119 Российская Федерация, МПК F16D 1/06 (2006.01). Модифицированное профильное моментопередающее соединение вал-ступица с равноосным контуром с натягом / Ильиных В. А., Рожкова Е. А., Линейцев В. Ю. № 2015107771; заявл. 05.03.2015; опубл. 20.09. 2015. Бюл. № 26.

10. Линейцев В. Ю., Ильиных В. А., Ярилов В. Е. Исследование конических РК-3 профильных соединений на точность и жесткость // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2017. № 1(53). С. 36 – 39. EDN: YKRLMF.

11. Ильиных В. А. Влияние конических профильных соединений на точность и жесткость технологических комплексов многоцелевых станков // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 4. С. 150 – 159. DOI: 10.18721/YEST.24415.

12. Ильиных В. А., Ярилов В. Е., Рожкова Е. А. Оценка точности и прочности модульной системы вспомогательного инструмента на основе профильных соединений // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2019. Т. 23 (3). С. 451 – 462. DOI: 10.21285/1814-3520-2019-3-451-462.

13. DIN 32711-79. Antriebselemente Polygonprofile P3C. Berlin: Beuth, 3 s.

14. DIN 32712-79. Antriebselemente Polygonprofile P4C. Berlin: Beuth, 3 s.

15. Musyl R. Die kinematische Entwicklung der Polygonkurve aus dem K-Profil // Maschinenbau und Wärmewirtschaft. 1955. № 2. S. 33 – 36.

16. Борович Л. С. Бесшпоночное соединение деталей машин. Москва: Машгиз, 1957. 131 с.

**ИЛЬИНИХ Виктор Анатольевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Прикладная механика и математика» Забайкальского института железнодорожного транспорта (филиал) Иркутского государственного университета путей сообщения (ЗабИЖТ ИрГУПС), г. Чита.

SPIN-код: 1446-6405

AuthorID (РИНЦ): 713503

AuthorID (SCOPUS): 57212555086

Адрес для переписки: ilinykh.viktor5@mail.ru

**ЛИНЕЙЦЕВ Владимир Юрьевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Строительство железных дорог» ЗабИЖТ ИрГУПС, г. Чита.

SPIN-код: 6839-0048

AuthorID (РИНЦ): 703424

Адрес для переписки: linetzev@mail.ru

**БЕЛКИНА Ольга Станиславовна**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Прикладная механика и математика» ЗабИЖТ ИрГУПС, г. Чита.

ГУПС, г. Чита.

SPIN-код: 6736-4078

AuthorID (РИНЦ): 1189836

Адрес для переписки: miss.belkio@mail.ru

**НЕПОМНЯЩИХ Евгений Владимирович**, старший преподаватель кафедры «Строительство железных дорог» ЗабИЖТ ИрГУПС, г. Чита.

SPIN-код: 1949-5990

AuthorID (РИНЦ): 702496

Адрес для переписки: perom84@mail.ru

#### Для цитирования

Ильиних В. А., Линейцев В. Ю., Белкина О. С., Непомнящих Е. В. Оценка напряженно-деформированного состояния профильных соединений узлов машин // Омский научный вестник. 2024. № 3 (191). С. 31 – 38. DOI: 10.25206/1813-8225-2024-191-31-38.

Статья поступила в редакцию 06.02.2024 г.

© В. А. Ильиних, В. Ю. Линейцев,  
О. С. Белкина, Е. В. Непомнящих

UDC 621.815

DOI: 10.25206/1813-8225-2024-191-31-38

EDN: FRPPUS

**V. A. ILINYKH  
V. YU. LINEYTSEV  
O. S. BELKINA  
E.V. NEPOMNYASHCHIKH**

Zabaikal Railway Transport Institute  
(branch) Irkutsk State Transport University,  
Chita, Russia

## ASSESSMENT OF THE STRESS-STRAIN STATE OF PROFILE JOINTS OF MACHINE COMPONENTS

The article presents the results of studies of profile joints of mechanisms and machines for rigidity and strength. The device is based on the use of fixed and movable profile connections designed to transmit torque. Profile joints with a guaranteed gap are considered, made on the basis of an equiaxial contour of the P3, P5 type and a curved contour of the PC4 type, which have received the most widespread introduction in the nodes of metal-cutting machines and other machines manufactured in Russia, as well as Hungary, Germany and the DPRK.

Using a well-known technique designed to assess the stress-strain state (VAT) of the parts of profile joints, calculations are performed according to the criteria of operability for strength and stiffness of hubs (bushings) with different wall thicknesses. The analysis of the results of the calculation of strength and stiffness is carried out using the example of the P3 profile. When stretching the hub from the action of spacer forces, the geometric shape, the nominal size of the covered part, the wall thickness of the covering part, as well as the magnitude of the external load transmitted by the connection in static are taken into account. The permissible values of the thickness of the walls of the hub (bushings) of the joint are determined to ensure the rigidity of the hub under tension from the action of external loads. As a result of the research, the influence of the thickness of the hub walls for the studied shapes of the joint parts on the values of the transmitted torque is established. For example, a change in the thickness of the hub wall from 15 to 3 mm for a normal range of shaft mounting diameters causes the sleeve to stretch radially up to 50 microns in the range of transmitted torques from 5 to 600 Nm.

**Keywords:** P3, P5, PC4 profile joints, shaft, hub, tension, expansion, metal cutting machines.

## References

1. Timchenko A. I. RK-profil'nyye soyedineniya i ikh primeneniye v razlichnykh otralichnykh promyshlennosti [RK-Profile connections and their application in various industries] // STIN. STIN. 1993. No. 2. P. 13–18. (In Russ.).
2. Kamsyuk M. S., Zenin N. V. Tekhnologicheskiye metody formoobrazovaniya poverkhnostey besshponochnykh soyedineniy [Technological methods of forming surfaces of keyless joints] // Sborka v mashinostroyenii and priborostroyenii. *Assembling in Mechanical Engineering, Instrument-Making*. 2005. No. 9. P. 35–40. (In Russ.).
3. Morgunov A. P. Razrabotka i obespecheniye prochnosti profil'nykh nepodvizhnykh neraz'yemnykh soyedineniy [Development and maintenance of strength of profile fixed joints]. Omsk, 1998. 38 p. (In Russ.).
4. Indakov N. S. K issledovaniyu krutil'noy zhhestkosti iznosostoykosti profil'nykh soyedineniy [To the study of torsional stiffness and wear resistance of profile joints] // Tekhnologiya mashinostroyeniya. *Engineering Technology*. Tula, 1977. P. 132–133. (In Russ.).
5. Korzyukov N. P., Dmitriyev N. I. Povysheniye kinematiceskoy tochnosti zubchatykh peredach pri primeneniya profil'nogo soyedineniya zubchatogo kolesa s valom [Improving the kinematic accuracy of gears when using a profile connection of a gear wheel with a shaft] // Vestnik mashinostroyeniya. *Bulletin of Mechanical Engineering*. 1990. No. 11. P. 54–55. (In Russ.).
6. Ilinskyh V. A., Lineytsev V. Yu., Rozhkova E. A. Raschet napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya stupitsy s RK-profil'nym otverstiym [Calculation of the tense deformed condition of the hub with RK-profile hole] // Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovaniye. *Modern Technologies. System Analysis. Modeling*. 2010. No. 3 (27). P. 69–73. (In Russ.).
7. Rozhkova E. A., Ilinskyh V. A., Lineytsev V. Yu. Raschet na prochnost' RK-3-profil'nykh soyedineniy s natyagom [The calculation on toughness of RK-profile connection] // Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovaniye. *Modern Technologies. System Analysis. Modeling*. 2012. No. 2 (34). P. 17–20. (In Russ.).
8. Patent 142049 Russian Federation, IPC F16D 1/06 (2006.01). Profil'noye soyedineniye val-stupitsa s ravnoosnym konturom s natyagom [Profile connection shaft-hub with equilibrium contour with tension] / Rozhkova Ye. A., Ilinskyh V. A., Lineytsev V. Yu. No. 2013149425. (In Russ.).
9. Patent 155119 Russian Federation, IPC F16D 1/06 (2006.01). Modifitsirovannoye profil'noye momentoperedayushcheye soyedineniye val-stupitsa s ravnoosnym konturom s natyagom [Modified profile moments transmitting connection shaft-hub with equilibrium contour with tension] / Ilinskyh V. A., Rozhkova E. A., Lineytsev V. Yu. No. 2015107771. (In Russ.).
10. Lineytsev V. Yu., Ilinskyh V. A., Yarilov V. E. Issledovaniye konicheskikh RK-3 profil'nykh soyedineniy na tochnost' i zhhestkost' [Studying of conical P-3 profile connections for accuracy and rigidity] // Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovaniye. *Modern Technologies. System Analysis. Modeling*. 2017. No. 1 (53). P. 36–39. EDN: YKRLMF. (In Russ.).
11. Ilinskyh V. A. Vliyaniye konicheskikh profil'nykh soyedineniy na tochnost' i zhhestkost' tekhnologicheskikh kompleksov mnogotselevykh stankov [Influence of conical profile connections on accuracy and rigidity of technological sets of multi-purpose machines] // Nauchno-tehnicheskiye vedomosti SPbPU. Yestestvennyye i inzhenernyye nauki. *Scientific and Technical Bulletin of St. Petersburg State University. Natural and* *Engineering Sciences*. 2018. Vol. 24, no. 4. P. 150–159. DOI: 10.18721/YEST.24415. (In Russ.).
12. Ilinskyh V. A., Yarilov V. E., Rozhkova E. A. Otsenka tochnosti i prochnosti modul'noy sistemy vspomogatel'nogo instrumenta na osnove profil'nykh soyedineniy [Assessment of auxiliary tool modular system accuracy and durability on the basis of profile joints] // Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. *Proceedings of Irkutsk State Technical University*. 2019. Vol. 23 (3). P. 451–462. DOI: 10.21285/1814-3520-2019-3-451-462. (In Russ.).
13. DIN 32711-79. Antriebselemente Polygonprofile P3C [DIN 32711-79. Drive elements polygonal profiles P3C]. Berlin: Beuth, 3 p. (In Germ.).
14. DIN 32712-79. Antriebselemente Polygonprofile P4C [DIN 32711-79. Drive elements polygonal profiles P4C]. Berlin: Beuth, 3 p. (In Germ.).
15. Musyl R. Die kinematische Entwicklung der Polygonkurve aus dem K-Profil [The kinematic development of the polygon curve from the K-profile] // Maschinenbau und Wärmewirtschaft. *Mechanical Engineering and Heat Economy*. 1955. No. 2. P. 33–36. (In Germ.).
16. Borovich L. S. Besshponochnoye soyedineniye detaley mashin [Pinless connection of machine parts]. Moscow, 1957. 131 p. (In Russ.).

**ILINYKH Viktor Anatolyevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Applied Mechanics and Mathematics Department, Zabaikal Railway Transport Institute (branch) Irkutsk State Transport University (ZABIZHT IrGUPS), Chita. SPIN-code: 1446-6405

AuthorID (RSCI): 713503

AuthorID (SCOPUS): 57212555086

Correspondence address: ilinskyh.viktor5@mail.ru

**LINEYTSEV Vladimir Yuryevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Railroad Construction Department, ZABIZHT IrGUPS, Chita.

SPIN-code: 6839-0048

AuthorID (RSCI): 703424

Correspondence address: linetzev@mail.ru

**BELKINA Olga Stanislavovna**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Applied Mechanics and Mathematics Department, ZABIZHT IrGUPS, Chita.

SPIN-code: 6736-4078

AuthorID (RSCI): 1189836

Correspondence address: miss.belkio@mail.ru

**NEPOMNYASHCHIKH Evgeny Vladimirovich**, Senior Lecturer of Railroad Construction Department, ZABIZHT IrGUPS, Chita.

SPIN-code: 1949-5990

AuthorID (RSCI): 702496

Correspondence address: nepom84@mail.ru

## For citations

Ilinskyh V. A., Lineytsev V. Yu., Belkina O. S., Nepomnyashchikh E. V. Assessment of the stress-strain state of profile joints of machine components // Omsk Scientific Bulletin. 2024. No. 3 (191). P. 31–38. DOI: 10.25206/1813-8225-2024-191-31-38.

Received February 06, 2024.

© V. A. Ilinskyh, V. Yu. Lineytsev,  
O. S. Belkina, E. V. Nepomnyashchikh