

КОМПЛЕКСНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕТОДОМ ФОТОМЕХАНИКИ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ШПОНОЧНЫХ ПРОТЯЖЕК НА ПЛОСКИХ ОПТИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ

В.А. Рогов, А.С. Кошеленко, О.В. Жедь,
Р.С. Бердашев

Кафедра технологии машиностроения,
металлорежущих станков и инструментов
Российский университет дружбы народов
ул. Миклухо-Маклая, 10а, Москва, Россия, 117198

Методом фотомеханики выполнена оценка напряженно-деформированного состояния шпоночной протяжки на ее плоских моделях из оптически чувствительного материала с целью совершенствования методов расчета на основе экспериментальных данных.

Ключевые слова: фотомеханика, физическое моделирование, напряжения, сопротивление усталости, градиент напряжений, коэффициент концентрации напряжений.

Плоские модели шпоночных протяжек были изготовлены из оптически чувствительного полиметилметакрилата марки Э2. Цель исследования заключается в совершенствовании методики расчета шпоночных протяжек на основе экспериментальных данных. По классической методике оценка прочности шпоночной протяжки выполняется расчетом ее тела на разрыв в сечении по впадине первого режущего зуба или сечению хвостовика, и не предусматривает проверку прочности зуба. Случаи выхода протяжки из строя по причине поломки зубьев являются наиболее распространенными (рис. 1, а, б), поэтому основной целью экспериментальных исследований является оценка прочности ее зубьев.

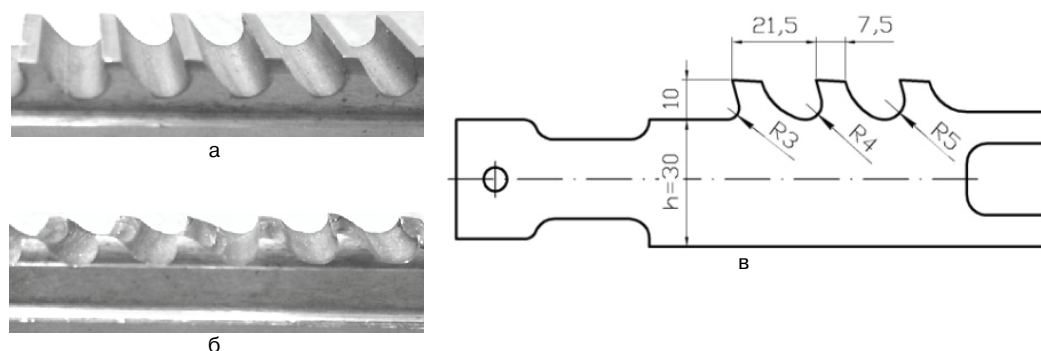


Рис. 1. Фрагменты зубьев шпоночной протяжки (а, б) и основные параметры ее моделей (в):

а — в нормальном рабочем состоянии; б — с выкрошенными зубьями

Основные геометрические параметры модели шпоночной протяжки взяты с рабочего чертежа в масштабе 1 : 1; были изменены радиусы выкружек на переходной галтели (рис. 1 в) с передней поверхности зубьев к основанию стружечной

канавки. Радиусы галтелей варьировались в диапазоне $r_i = 3; 4$ и 5 мм. Кроме того, моделировался износ зубьев протяжки в связи с ее переточками за весь период эксплуатации и оценивалось его влияние (утонение) на прочность зубьев протяжки.

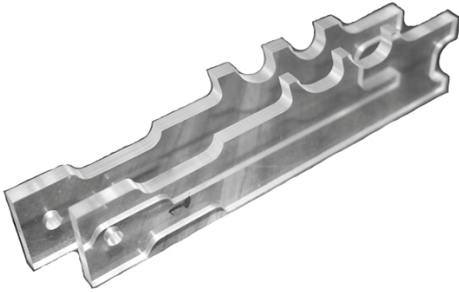


Рис. 2. Модели протяжек с новыми и переточенными зубьями

С этой целью были изготовлены две идентичные модели протяжки за исключением активного сечения периферии зубьев вдоль их шага (рис. 2). У переточенной модели размер по задней поверхности зуба был в два раза меньше, и составлял $3,75$ мм, в то время как для новой протяжки он равнялся $7,5$ мм. Тарирование оптических свойств материала моделей выполнялось на дисках, изготовленных из материала моделей протяжки. Оптическая постоянная

материала составляет $\sigma_0^{1,0} = 13,8$ кг/см/пол., или $1,38$ МПа/см/пол. С учетом толщины материала моделей протяжек $t = 0,5$ см цена полосы модели равна $\sigma_0^t = \sigma_0^{1,0}/t = 13,8/0,5 = 27,6$ кг/см² или $2,76$ МПа/пол. Для проведения физического эксперимента было разработано и изготовлено нагружающее устройство (рис. 3).

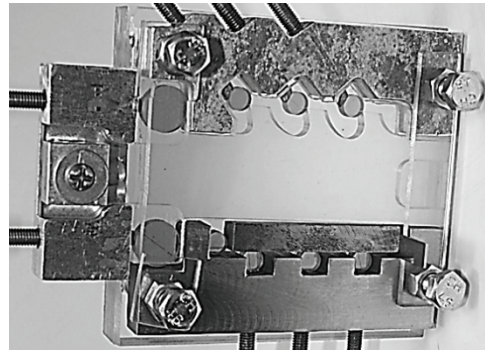
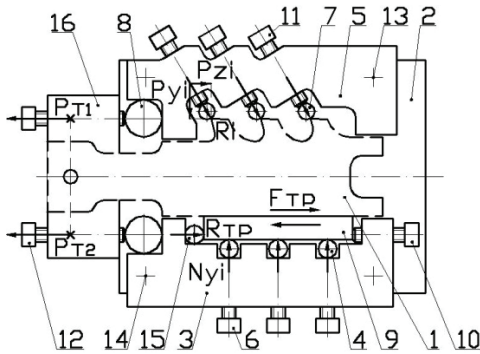


Рис. 3. Схема и фото нагружающего устройства при исследовании моделей шпоночных протяжек

Модель протяжки 1 опирается на платформу 2, изготовленную из прозрачного оптически малочувствительного оргстекла. На платформе смонтированы два кронштейна 3 и 5, которые жестко связаны с ней четырьмя болтами 13 и 14. В верхнем кронштейне 5 смонтированы нагружающие винты 11, с помощью которых создается равнодействующая R_i сил резания на каждом зубе. Усилие от винтов 11 при их завинчивании передается через дисковые оптические микродинамометры 7 зубьям модели протяжки. Внутренний контур нижнего кронштейна 3 предназначен для размещения в его нишах трех оптических микродинамометров 4, с помощью которых моделируется реакция опоры N_{yi} от вертикальной составляющей P_{yi} равнодействующей силы резания R_i . Винты 6 позволяют выполнить тонкую юстировку положения каждого микродинамометра 4 для того, чтобы состоялась

начальный равномерный оптически чувствительный контакт с опорной планкой 9. Возможность точной юстировки положения этих микродинамометров позволяет компенсировать погрешности размеров при их изготовлении. Модель протяжки прижимается к опорной планке 9 с противоположной стороны от микродинамометров 4. При наличии силы тяги P_{Ti} , стремящейся преодолеть горизонтальную составляющую P_{Zl} силы резания, возникают силы трения F_{Tr} между основанием тела протяжки и опорной планкой 9 от нормальной составляющей P_{Yl} равнодействующей силы резания Ri . Эта сила трения тормозит протяжку и вынуждает увеличивать силу тяги штока станка на ее величину. В нагружающем устройстве опорная планка обладает возможностью перемещаться под действием силы трения, что создает опорную реакцию равную силе трения R_{Tr} . Величина этой реакции регистрируется оптическим дисковым микродинамометром 15. Винт 10 выполняет функцию юстировки положения опорной планки 9, обеспечивает контакт ее с опорой 3 через диск 15. Момент начала контакта с опорной планкой 9 регистрируется оптическим эффектом в диске 15. Тяговое усилие передается протяжке через захват 16, и ее суммарная величина $\Sigma(P_{T1} + P_{T2})$ регистрируется показаниями пары микродинамометров 8. Регулирование величины тяговой силы выполняется винтами 12. Нагружающее устройство с моделью устанавливалось в световой поток поляризованного света ППУ-7, выполнялось нагружение модели, а затем ее фотографирование (рис. 4).

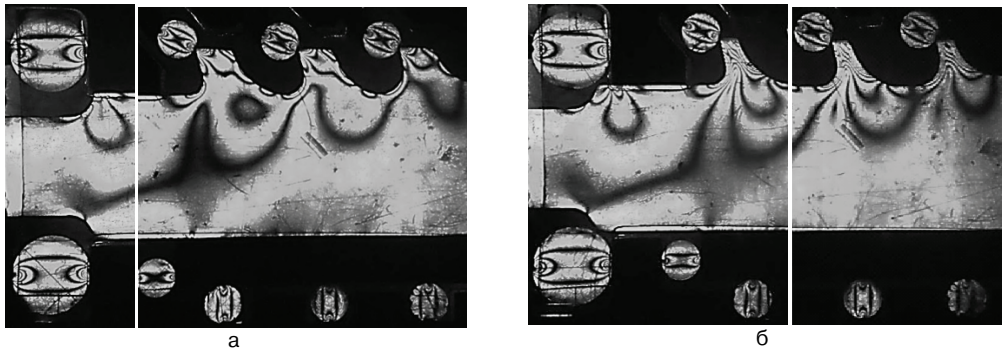


Рис. 4. Фотограммы нагруженных исследуемых моделей:
а — новой протяжки; б — переточенной протяжки

Приведенные фотограммы (рис. 4) позволяют проверить, каким образом задавалась в экспериментах постоянная величина равнодействующей сил резания Ri . Величина этой силы оценивается количеством полос в центре дисковых оптических динамометров с $d = 0,8$ см, приложенных к вершине режущей кромки зуба. Направлена равнодействующая под углом $\beta = 24^\circ$ к основанию модели протяжки (рис. 5), что соответствует соотношению составляющих силы резания $P_y/P_z = 0,4$, и по данным работы [2] является наиболее нагруженным вариантом из возможных. Фотограммы, созданные в формате jpeg, обрабатывались на компьютере в среде Adobe Photoshop с целью повышения разрешающей способности интер-

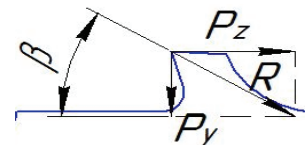


Рис. 5. Схема сил на зубе,
 $\beta = 24^\circ$

ференционных полос (изохром). Изучалось напряженное состояние модели шпоночной протяжки под действием системы приложенных сил.

Оптические микродинамометры — датчики величины сил — изготавливались из эпоксидного компаунда ЭД6 МТГФА с оптической постоянной $\sigma_0^{1,0} = 19,35$ кг/см/пол. Это позволяет вычислить цену одной полосы в силовом эквиваленте в дисках диаметром $d = 0,8$ см, которая равна $\approx 6,07$ кгс, а в дисках тяги с $d = 1,6$ см соответственно $\approx 12,15$ кгс на основании оптических свойств материала. Для точного определения величины заданной силы в конкретном динамометре требовалось определить порядок полосы в центре каждого конкретного диска. Сила тяги регистрируется двумя дисками 8 с порядком полосы $n_c = 1,6$ в каждом (из фотограммы на рис. 4), что составляет

$$\sum P_T = P_{T1} + P_{T2} = 38,9 \text{ (кгс)}.$$

Сравним значение силы $\sum P_T$ тяги с суммарной горизонтальной силой резания на трех зубьях модели новой протяжки (табл. 1):

$$\sum P_{Zi} = P_{Zr3} + P_{Zr4} + P_{Zr5} = 11,1 + 11,3 + 11,3 = 33,7 \text{ (кгс)}.$$

В этой формуле горизонтальные составляющие P_{Zi} силы резания на каждом зубе определялись дискретно в следующей последовательности. Сначала рассчитывалась величина равнодействующей силы резания на каждом зубе по показанию соответствующего оптического динамометра. Например, для первого зуба с радиусом галтели $r = 3$ мм равнодействующая R_{r3} имеет две полосы в центре дискового динамометра, отсюда имеем

$$R_{r3} = R_1 \cdot n_c = 6,1 \cdot 2 = 12,2 \text{ (кгс)}.$$

Далее определяем составляющую

$$P_{Zr3} = R_{r3} \cdot \cos \beta = R_{r3} \cdot \cos 24^\circ = 12,2 \cdot 0,91 = 11,1 \text{ (кгс)}.$$

Показания оптических динамометров незначительно отличались на разных зубьях модели протяжки, и кроме того незначительно варьировался угол β положения равнодействующей сил резания. Этим объясняется отличие горизонтальных составляющих P_{Zi} в расчетной формуле суммарной силы. Разность между силой тяги и горизонтальной суммарной силой резания должна равняться силе трения, возникающей в направляющей опоре, и на основании расчетов составляет

$$F_{\text{ТР}} = \sum P_T - \sum P_{Zi} = 38,9 - 33,7 = 5,2 \text{ (кгс)}.$$

Сила тяги $\sum P_T$ преодолевает суммарную силу резания $\sum P_{Zi}$ и силу трения $F_{\text{ТР}}$ в опорной направляющей основания протяжки. Величина этой силы трения создается суммарной нормальной составляющей $\sum P_{Vi}$ от равнодействующей R_i сил резания. Одновременно величина силы трения $F_{\text{ТР}}$ регистрируется оптическим динамометром 15, $d = 0,8$ см, установленным между консолью опоры 3 и плавающей

опорной планкой 9 (см. рис. 3). На фотограмме (см. рис. 4) имеем $F_{\text{ТР}} = 6,1$ кгс, так как в центре диска 15 всего одна полоса. Различие в определении силы трения по изложенным методикам составляет $\approx 15\%$. Рассмотрим еще один вариант оценки величины силы трения в направляющей опоре модели протяжки с учетом суммарной нормальной составляющей сил резания и коэффициента сил трения в направляющей опоре. Суммарная нормальная составляющая $\sum P_{Yi}$ сил резания фиксируется тремя дисковыми оптическими динамометрами 4, которые установлены в нишах опорного кронштейна 3 и поддерживают плавающую опору 9, на которую опирается модель протяжки. Во всех этих оптических динамометрах зафиксирован одинаковый уровень полос, $\approx 1,1$ полосы в каждом, что свидетельствует об одинаковой величине силы в каждом диске, а поэтому для трех дисков имеем суммарную нормальную реакцию опоры:

$$\sum P_{Y\text{опоры}} = 3 \cdot \sigma_0^{1,0} \cdot \pi \cdot 1,1 \cdot 0,8/8 = 20 \text{ (кгс)}.$$

В то же время величина этой нормальной составляющей, рассчитанной по показаниям оптических динамометров сил резания на зубьях новой протяжки, составляет всего (табл. 1):

$$\sum P_{Yi} = \sum P_{Yr3,4,5} = 5 + 4,6 + 4,6 = 14,2 \text{ (кгс)}.$$

Поясним эти расчеты примером по аналогии с тем примером, который выполнялся для горизонтальной силы P_{Zr3} . Равнодействующая R_{r3} имеет две полосы в центре дискового динамометра, отсюда имеем

$$R_{r3} = R_1 \cdot n_c = 6,1 \cdot 2 = 12,2 \text{ (кгс)}.$$

Тогда нормальная составляющая

$$P_{Yr3} = R_{r3} \cdot \sin \beta = R_{r3} \cdot \sin 24^\circ = 12,2 \cdot 0,41 = 5 \text{ (кгс)}.$$

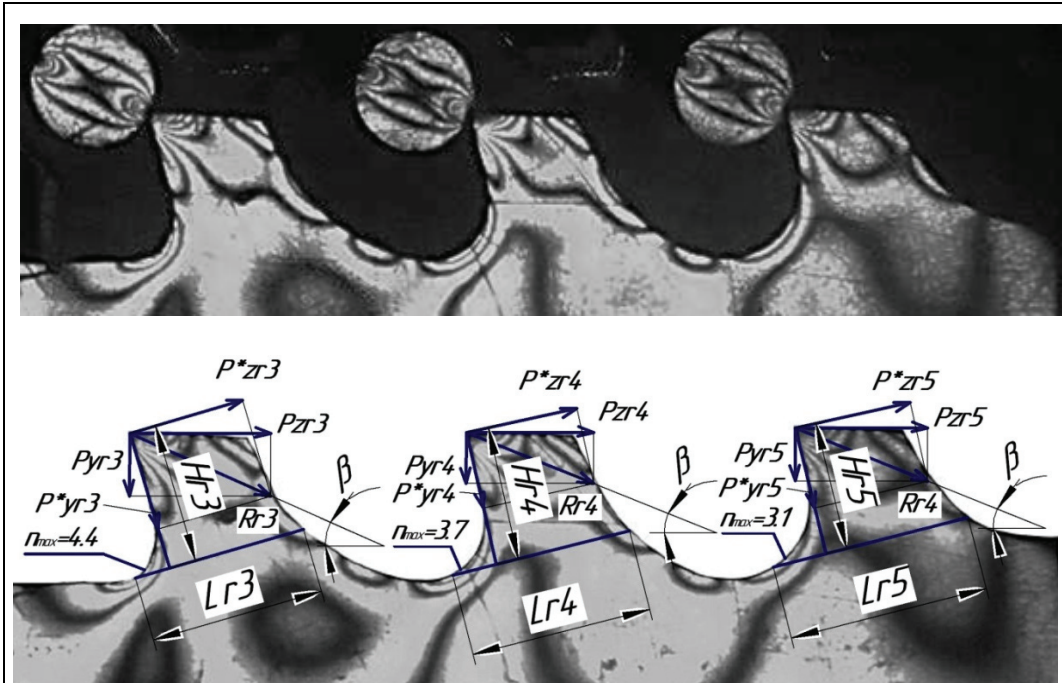
Если допустить, что независимо от того, каким образом определяется сила трения и что полученные результаты не должны значительно отличаться, то возможно приравнять полученные результаты по разным схемам ее определения. На основании этого запишем равенство

$$F_{\text{ТР}} = 5,2 = \sum P_{Yi} \cdot f_{\text{ТР}} = \sum P_{Y\text{опоры}} \cdot f_{\text{ТР}} = 20 \cdot f_{\text{ТР}}.$$

Решим это уравнение относительно коэффициента трения, т.е. $f_{\text{ТР}} = 5,2/20 = 0,26$. Получили величину коэффициента трения скольжения между моделью протяжки, изготовленной из оргстекла и стальной плавающей опорой, на которую протяжка опирается. Следует заметить, что в расчетах упрощена схема статического равновесия, так как из рассмотрения исключена составляющая сил трения качения между опорной планкой 9 с оптическими динамометрами 4 из-за ее малости. Все расчетно-экспериментальные данные составляющих сил резания и геометрические параметры расчетных сечений моделей исследуемых протяжек сведены в табл. 1—2.

Таблица 1

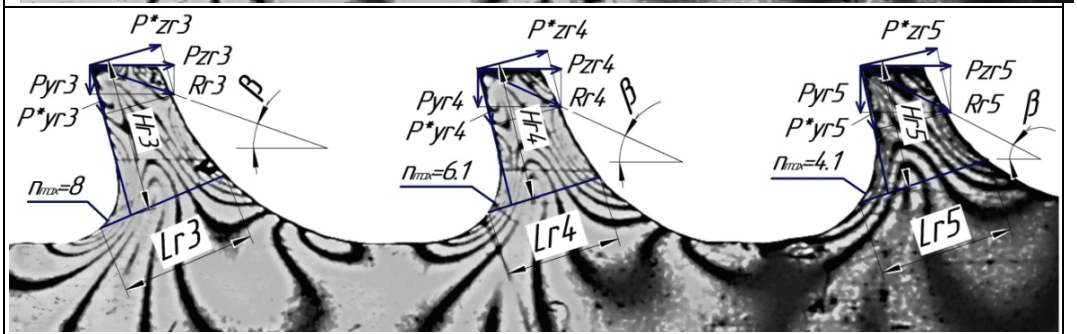
Расчетно-экспериментальные данные составляющих сил резания и геометрические параметры расчетных сечений новой модели протяжки



Геометрические и оптические параметры модели протяжки

Радиус r3				Радиус r4				Радиус r5			
n_{\max} ПОЛОС	β_{r3}^0	H_{r3} , ММ	L_{r3} , ММ	n_{\max} ПОЛОС	β_{r4}^0	H_{r4} , ММ	L_{r4} , ММ	n_{\max} ПОЛОС	β_{r5}^0	H_{r5} , ММ	L_{r5} , ММ
4,4	24	9,5	12,9	3,7	22	9	11,9	3,1	22	8,3	11,9
Равнодействующая сил резания на r_i зубе: $R_{ri} = \sigma_0^{1.0} \cdot \pi \cdot n_c \cdot d/8$, кгс											
12,2				12,2				12,2			
Горизонтальная составляющая сил резания, совпадающая с направлением силы тяги $P_{Zri} = R_{ri} \cdot \cos \beta_p$, кгс											
11,1				11,3				11,3			
Вертикальная составляющая сил резания, перпендикулярная направляющей опоре $P_{Yri} = R_{ri} \cdot \sin \beta_p$, кгс											
5				4,6				4,6			
Проекция равнодействующей R_{ri} на направление перпендикулярное передней поверхности зуба $P_{Zri}^* = R_{ri} \cdot \cos(\beta_i + \gamma)$, кгс											
9,5				9,8				9,8			
Проекция равнодействующей R_{ri} на переднюю поверхность зуба $P_{Yri}^* = R_{ri} \cdot \sin(\beta_i + \gamma)$, кгс											
7,7				7,3				7,3			

Расчетно-экспериментальные данные составляющих сил резания и геометрические параметры расчетных сечений переточенной протяжки



Геометрические и оптические параметры модели протяжки

Радиус r3				Радиус r4				Радиус r5			
n_{\max} ПОЛОС	β_{r3}^0	H_{r3} , ММ	L_{r3} , ММ	n_{\max} ПОЛОС	β_{r4}^0	H_{r4} , ММ	L_{r4} , ММ	n_{\max} ПОЛОС	β_{r5}^0	H_{r5} , ММ	L_{r5} , ММ
8	19	8	7,2	6,1	24	8	7,2	4,1	27	7,6	8,1
Равнодействующая сил резания на r_i зубе: $R_{ri} = \sigma_0^{1,0} \cdot \pi \cdot n_c \cdot d/8$, кгс											
12,2				12,2				12,2			
Горизонтальная составляющая сил резания, совпадающая с направлением силы тяги $P_{Zri} = R_{ri} \cdot \cos \beta_i$, кгс											
11,5				11,1				10,9			
Вертикальная составляющая сил резания, перпендикулярная направляющей опоре $P_{Yri} = R_{ri} \cdot \sin \beta_i$, кгс											
4				5				5,5			
Проекция равнодействующей R_{ri} на направление перпендикулярное передней поверхности зуба $P_{Zri}^* = R_{ri} \cdot \cos(\beta_i + \gamma)$, кгс											
10,1				9,5				8,9			
Проекция равнодействующей R_{ri} на переднюю поверхность зуба $P_{Yri}^* = R_{ri} \cdot \sin(\beta_i + \gamma)$, кгс											

Далее рассмотрим методику определения коэффициента концентрации напряжений α_σ . Известно, что теоретический коэффициент концентрации представ-

ляет собой отношение максимальных напряжений в опасной точке конструкции к номинальному напряжению, которое рассчитывается с помощью формул сопротивления материалов для некоторого аналога без учета концентрации [1]. Этот коэффициент определяется по соотношениям:

$$\alpha_{\sigma} = \alpha_{\max} / \alpha_{\text{ном}} \text{ или } \alpha_{\tau} = \tau_{\max} / \tau_{\text{ном}},$$

где σ_{\max} и τ_{\max} — максимальные значения местных напряжений в исследуемой зоне, устанавливаемые из эксперимента, а $\sigma_{\text{ном}}$ ($\tau_{\text{ном}}$) — расчетные напряжения в исследуемой зоне без учета геометрии контура, определяемые по зависимостям сопротивления материалов.

Для вычисления σ_{\max} по данным эксперимента устанавливается максимальный порядок полосы τ_{\max} в точке контура переходной галтели от передней поверхности зуба модели протяжки к основанию стружечной канавки. Находим максимальные контурные напряжения методом полос по соотношению

$$\sigma_{\max} = n_{\max} \sigma_0',$$

где n_{\max} — максимальный порядок полосы на контуре галтели (см. табл. 1—2); $\sigma_0' = 27,6 \text{ кг/см}^2$ — цена полосы материала модели, установленная тарифовкой.

Итак, с максимальными напряжениями определились по данным эксперимента. Теперь определимся с номинальными напряжениями. В случае исследования напряженного состояния шпоночной протяжки рассмотрим два варианта расчета номинальных напряжений. *Первый вариант* связан с оценкой прочности активного сечения тела шпоночной протяжки, проходящего через точку с максимальным уровнем контурных напряжений в переходной галтели выкружки первого зуба. *Второй вариант* относится к оценке прочности самого зуба протяжки, находящегося под действием сил резания, которые подвергают зуб протяжки изгибающим и сжимающим напряжениям.

Рассмотрим первый вариант определения номинальных напряжений по прочности активного сечения тела шпоночной протяжки, которое проходит через точку максимальных контурных напряжений на переходной галтели зуба модели протяжки. Приведем методику расчета для одной из моделей протяжки. Номинальные напряжения определяются по формуле

$$\sigma_{\text{ном}} = P_T / F_{\text{сеч}},$$

где $P_T = P_{Zr} + F_{TPri}$; $F_{\text{сеч}} = t \cdot h$ — площадь расчетного сечения.

Рассмотрим конкретное сечение для новой протяжки с радиусом галтели $r_i = 3 \text{ мм}$. Площадь этого сечения $F_{r3}^H = t \cdot h = 0,5 \cdot 3,05 = 1,53 \text{ (см}^2\text{)}$ (табл. 3). Силу тяги в этом сечении рассчитывают от силы резания на основании расчетов, представленных в табл. 1: $P_{Zr3}^H = 11,1 \text{ кгс}$, а доля силы трения, приходящаяся на это сечение с учетом реакции опоры, составляет

$$F_{TPr3}^H = P_{Yr3} \cdot f_{TP} = 5 \cdot 0,26 = 1,3 \text{ (кгс)}.$$

Тогда сила тяги равна

$$P_{Tr3}^H = P_{Zr3}^H + F_{TPr3}^H = 11,1 + 1,3 = 12,4 \text{ (кгс)}.$$

Подставим расчетные величины в выражение номинальных напряжений и получим:

$$\sigma_{\text{ном}}^{r3H} = P_{Tr3}^H / F_{r3}^H = 12,4 / 1,53 = 8,1 \text{ (кг/см}^2\text{)}.$$

Максимальные напряжения в этом сечении из фотограммы и табл. 1:

$$\sigma_{\text{max}}^{r3H} = n_{\text{max}}^{r3H} \cdot \sigma_0^t = 4,4 \cdot 27,6 = 121,4 \text{ (кг/см}^2\text{)}.$$

И наконец можно рассчитать коэффициент концентрации напряжений для рассматриваемого расчетного сечения:

$$\alpha_{\sigma}^{r3H} = \sigma_{\text{max}}^{r3H} / \sigma_{\text{ном}}^{r3H} = 121,4 / 8,1 = 15.$$

Высокий коэффициент концентрации напряжений объясняется незначительной величиной номинальных напряжений. Аналогичные расчеты выполнены для всех сечений и моделей протяжек, и результаты представлены в сводной табл. 3. В табл. 3 обозначения моделей следует понимать так: цифра 24 — это угол β ориентации равнодействующей, а буква Н означает «новая протяжка», буква П соответствует переточенной протяжке.

Таблица 3

Сводная таблица коэффициентов концентрации напряжений α_{σ_i} в поперечном сечении модели шпоночной протяжки для параметра r_i/h_{ri} , β

Модель	$Fr3$	$Fr4$	$Fr5$	$\sigma_{\text{ном. } r3}$	$\sigma_{\text{ном. } r4}$	$\sigma_{\text{ном. } r5}$
	см ²			кг/см ²		
24Н	1,53	1,55	1,55	8,1	8,1	8,1
24П	1,55	1,55	1,55	8,1	8,0	8,0
Модель	$\sigma_{\text{max. } r3}$	$\sigma_{\text{max. } r3}$	$\sigma_{\text{max. } r3}$	$\alpha_{\sigma, r3}$	$\alpha_{\sigma, r4}$	$\alpha_{\sigma, r5}$
	кг/см ²					
24Н	121,4	102	86	15	12,6	10,6
24П	220,8	168,4	113,2	27	21	14,2

Рассмотрим второй вариант определения номинальных напряжений по прочности активного сечения тела зуба протяжки в плоскости перпендикулярной его передней поверхности и проходящей через точку с максимальным уровнем контурных напряжений σ_{max} в переходных галтелях выкружек зуба.

Для вычисления номинальных напряжений воспользуемся формулой сложного сопротивления для прямой консольной балки (рис. 6).

Формула имеет вид

$$\sigma_{\text{ном}}^{ri} = \frac{R_i}{t} \cdot \left(\frac{6 \cdot H_i \cdot \cos(\gamma + \beta)}{L_i^2} - \frac{\sin(\gamma + \beta)}{L_i} \right),$$

где γ — передний угол зуба протяжки; R_i — равнодействующая сил резания на i -й зуб, которая с учетом угла β проектируется на переднюю поверхность величиной P_{Yri}^* и вызывает напряженное состояние сжатие в расчетном сечении (это вторая составляющая в расчетной формуле).

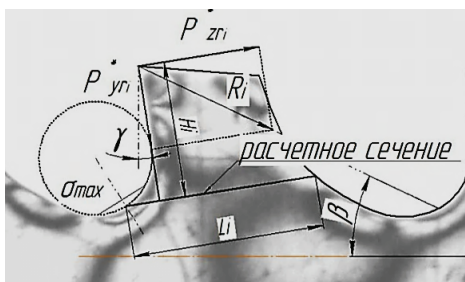


Рис. 6. Схема для определения расчетного сечения в основании зуба

Проекция равнодействующей R_i на направление перпендикулярное передней поверхности создает силу P_{Zri}^* , которая изгибает зуб протяжки и вызывает растяжение в расчетном сечении основания зуба (это первая составляющая в расчетной формуле); L_i — ширина опасного сечения в основании зуба, проходящего через точку σ_{\max} на переходной галтели. Все линейные и угловые величины H_i , β , L_i , входящие в формулу, замеряются на фотограммах и подставляются с учетом масштабного коэффициента (см. табл. 1; 2).

Выполнен расчет номинальных напряжений по формуле сложного сопротивления в основании зуба новой (24Н) и переточенной (24П) протяжек для прямой консольной балки. Затем по экспериментальным данным для рассматриваемых расчетных вариантов были определены значения коэффициентов концентрации напряжений для различных радиусов переходных галтелей моделей новой и переточенной шпоночных протяжек.

Окончательно представим результаты расчетов по второму варианту в сводной табл. 4. По данным табл. 4 и фотограммы для зуба с $r = 3$ мм модели 24Н построена эпюра действительных максимальных касательных напряжений τ_{\max} в расчетном сечении $X-X$ под кривой $abcde$. И одновременно в этом же сечении приводится эпюра расчетных номинальных напряжений под прямой $A-A$ (рис. 7). Обе эпюры построены в масштабе полос. Площади эпюр равны, а характер распределения напряжений по сечению $X-X$ различен.

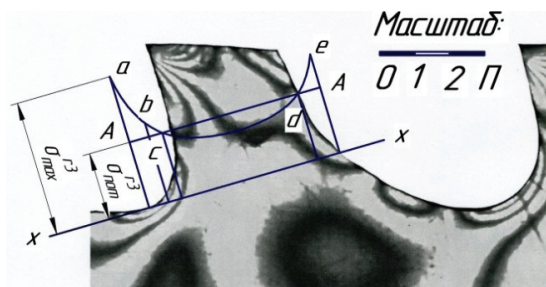


Рис. 7. Эпюра действительных и номинальных напряжений в расчетном сечении $x-x$ зуба с $r = 3$ модели 24Н

Сводная таблица коэффициентов концентрации напряжений α_{σ_i} в расчетном сечении основания зуба протяжки для параметра r_i/L_{ri} , β

Модель	$\sigma_{\text{ном. } r3}$	$\sigma_{\text{ном. } r4}$	$\sigma_{\text{ном. } r5}$	$\sigma_{\text{max. } r3}$	$\sigma_{\text{max. } r4}$	$\sigma_{\text{max. } r5}$	$\alpha_{\sigma, r3}$	$\alpha_{\sigma, r4}$	$\alpha_{\sigma, r5}$
	кг/см ²								
24Н	53,6	62,6	56,8	121,4	110,4	82,8	2.26	1.76	1.46
24П	168	154,6	103,6	220,8	168,4	113,2	1.31	1.09	1.09

Также по данным табл. 3 и 4 построены графические зависимости коэффициента концентрации α_{σ_i} от относительных геометрических параметров расчетного сечения и ориентации равнодействующей сил резания (рис. 8).

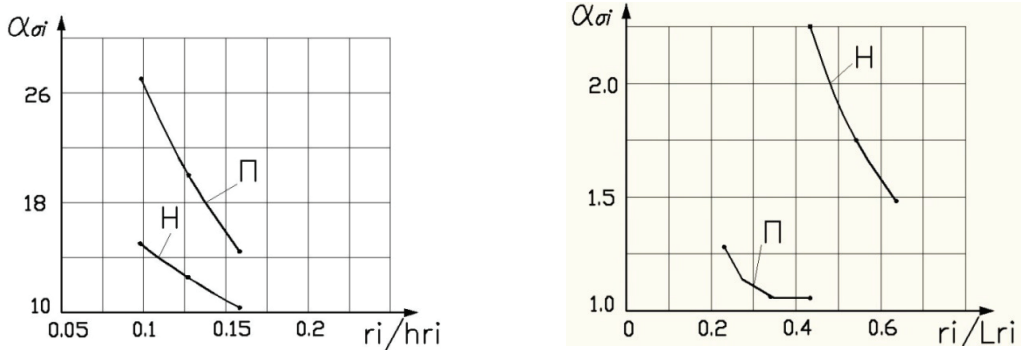


Рис. 8. Зависимость коэффициента концентрации напряжений α_{σ_i} от геометрических параметров β , r_i/h_p , r_i/L_{ri}

Графические зависимости на рис. 8 свидетельствуют о том, что концентрация напряжений в переходных галтелях увеличивается с уменьшением радиуса кривизны галтели в основании зуба протяжки, и этот факт подтверждается для всех расчетных вариантов. Сравнение же абсолютных величин коэффициентов концентрации по различным расчетным вариантам будет некорректным, так как один и тот же максимальный уровень напряжений для конкретного зуба сравнивается с номинальными напряжениями в различных сечениях. Одно из расчетных сечений (тело протяжки) постоянно в течение всего срока службы инструмента. Это первый расчетный вариант, когда номинальные напряжения не зависят от износа зуба протяжки. А другое расчетное сечение (основание зуба) изменяется в сторону уменьшения в течение срока эксплуатации инструмента. В связи с этим в нем возрастают наряду с максимальными и номинальные напряжения, и поэтому коэффициент концентрации для второго расчетного варианта изменяется в узком диапазоне. В таком случае интенсивность напряжений в расчетном сечении будет больше для меньшего значения коэффициента концентрации для одного и того же радиуса кривизны галтели. На этом основании для расчетной точки протяжки с одинако-

вым максимальным уровнем контурных напряжений следует принимать расчетный вариант сечения с большим уровнем номинальных напряжений, т.е. зуб изношенной протяжки.

Результаты исследования показали, что наиболее интенсивно нагружено основание зуба переточенной протяжки, имеющей минимальный радиус переходной галтели, поэтому этот вариант следует принимать как расчетный.

Выводы. Разработана и реализована методика физического эксперимента по нагружению модели шпоночной протяжки, изготовленной из оптически чувствительного оргстекла марки Э2. Отлажена техника нагружения модели шпоночной протяжки силами резания, силами трения в направляющей опоре и силой тяги штока.

Выполнена серия экспериментов по нагружению исследуемых моделей шпоночных протяжек, получены оцифрованные фотограммы нагруженных моделей, выполнена коррекция фотограмм на компьютере в среде Adobe Photoshop с целью повышения разрешающей способности интерференционных полос.

Исследовано влияние величины радиуса переходной галтели выкружки зуба на концентрацию напряжений в моделях новой и переточенной шпоночных протяжек. По данным расчетно-экспериментальной информации построены графики зависимости коэффициента концентрации α_{σ_i} максимальных контурных напряжений в галтелях зубьев от параметров β , r_i/h_{ri} и r_i/L_{ri} .

Полученная расчетно-экспериментальная информация, в результате выполненных исследований методом фотомеханики на моделях из оптически чувствительного материала, позволяет рекомендовать ее в практике расчетов шпоночных протяжек. Полученные результаты на моделях шпоночных протяжек можно переносить на реальную конструкцию, которая изготовлена из инструментального материала с учетом геометрического и силового подобия.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Кошеленко А.С., Позняк Г.Г. Теоретические основы и практика фотомеханики в машиностроении. — М.: Граница, 2004. [*Koshelenko A.S., Poznyak G.G. Teoreticheskie osnovy i praktika fotomekhaniki v mashinostroenii.* — М.: Granitsa, 2004.]
- [2] Щеголев А.В. Конструирование протяжек. — М.: Mashgiz, 1960. [*Shegolev A.V. Konstruirovaniye protjashkek.* — М.: Mashgiz, 1960.]
- [3] Серенсен С.В., Козаев В.П. Вероятностные методы расчета на прочность при переменных нагрузках // Механическая усталость в статистическом аспекте. — М.: Наука, 1969. [*Serensen S.V., Kogaev V.P. Veroyatnostnyye metody rastheta na prothnost pri peremennyh nagruzkah // Mekhanitheskaja ustalost v statistitheskom aspekte.* — М.: Nauka, 1969.]
- [4] Кошеленко А.С., Жедь О.В., Бердашев Р.С. Исследование методом фотомеханики напряженно-деформированного состояния шпоночной протяжки. Труды V Международной научно-практической конференции «Инженерные системы — 2012». Москва, 2012 г. — М.: Изд-во РУДН, 2012. — С. 327—333. [*Koshelenko A.S., Zhed O.V., Berdashev R.S. Issledovanie methodom fotomekhaniki naprjazhenno-deformirovannogo sostojaniya shponothnoj protjashki. Trudy V Mezhdunarodnoj nauthno-praktitheskoj konferencii “Ingenernye systemy — 2012”.* Moskva, 2012 g. — М.: Izd-vo RUDN, 2012. — S. 327—333.]

**INTEGRATED RESEARCH
BY METHOD OF PHOTOMECHANICS MODE OF DEFORMATION
OF KEY BROACH IS ESTIMATED USING ITS TWO-DIMENSIONAL
MODEL FROM OPTICALLY SENSITIVE MATERIAL**

**V.A. Rogov, A.S. Koshelenko, O.V. Zhed,
R.S. Berdashev**

Department of Mechanical Engineering, Machine Tools and Tooling
Peoples' Friendship University of Russia
Miklukho-Maklaya str., 6, Moscow, Russia, 117198

Applying method of photomechanics mode of deformation of key broach is estimated by using its two-dimensional model from optically sensitive material aimed at improving design methods on the base of experimental data.

Key words: photomechanics, physical simulation, stress, fatigue resistance, stress gradient, coefficient of stress concentration.