

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА ШАТУНОВ КРИВОШИПНО-ШАТУННЫХ
ПРИВОДОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ВЕРХНИХ ПОЛУФОРМ
ФОРМАТОРОВ-ВУЛКАНИЗАТОРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ
АВТОПОКРЫШЕК**

В.Л. Легостаев, Е.Д. Мордовин

ЗАО СКБ «Тамбовполимермаш»

Представлена членом редколлегии профессором В.И. Коноваловым

Ключевые слова и фразы: переменные нагрузки; продольный изгиб; пульсирующий цикл нагрузок; температурные напряжения; усталостное разрушение материала; шатун привода.

Аннотация: Разработана методика проектного расчета геометрических параметров поперечных сечений шатунов шатунно-кривошипных приводов перемещения верхних полуформ форматоров-вулканизаторов пневматических автопокрышек, используемых на шинных заводах Российской Федерации.

В настоящей статье излагается методика расчета наиболее распространенной конструкции шатуна (рис. 1).

В процессе эксплуатации форматоров-вулканизаторов шатуны подвергаются действию переменных растягивающих и сжимающих нагрузок соответственно при формировании, вулканизации и отрыве покрышки от пресс-формы, а также постоянно действующей силы тяжести балки (траверсы в сборе). Эти нагрузки, кроме силы тяжести, изменяются от нуля до максимума и от максимума до нуля.

Так как нагрузки формования, отрыва и силы тяжести значительно меньше распорного усилия в пресс-форме, то проектный расчет шатунов производится по последней нагрузке.

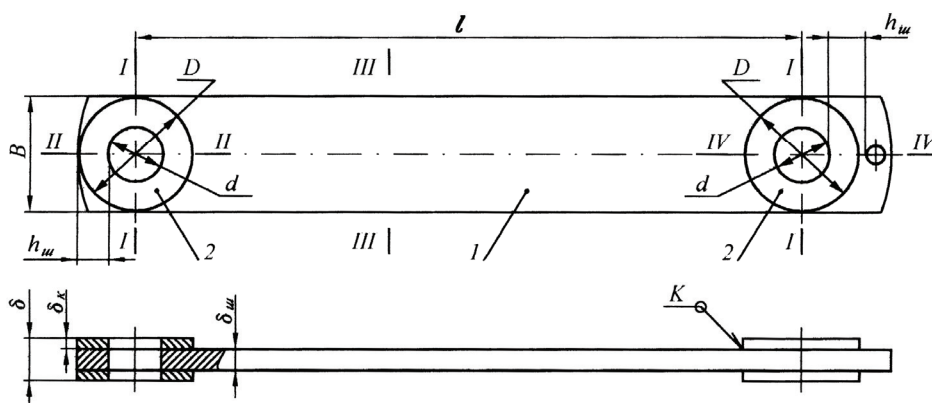


Рис. 1 Шатун привода верхней полуформы:
1 – шатун; 2 – кольцо

От действия пульсирующих нагрузок в поперечных сечениях шатуна возникают пульсирующие напряжения. Поэтому основной характеристикой прочности шатунов является предел усталости (выносливости), т.е. наибольшее напряжение, при котором материал шатуна может выдержать большое число циклов нагружения не разрушаясь.

Предел усталости металлов зависит от абсолютных размеров деталей (с увеличением размеров он уменьшается). Значительно снижают предел усталости местные концентраторы напряжений (надрезы, выточки, галтели, шпоночные канавки, сверления и пр.) или повреждения поверхности (царапины, риски, грубые следы обработки). Поэтому, как при изготовлении, так и во время эксплуатации шатунов надо избегать нанесения повреждения их поверхности.

Длительная эксплуатация шатунов может привести к их внезапному усталостному разрушению. Причиной внезапного разрушения являются микротрещины, которые сначала образуются на поверхности, а затем интенсивно развиваются внутрь шатуна. В результате этого несущее поперечное сечение уменьшается настолько, что происходит внезапное его разрушение.

Подтверждением усталостного разрушения в опасном сечении I – I (см. рис. 1) шатуна форматора-вулканизатора ФВА2-140 на Нижнекамском шинном заводе может служить видимая зона распространения микротрещин от внутреннего диаметра d отверстия ($\varnothing 235$ мм под запрессовку бронзовой втулки) к боковой поверхности шатуна. В указанном сечении хорошо виден налет бронзовой пыли в форме трапеции, симметрично расположенный относительно оси отверстия $K 1/8''$ для подвода смазки к цапфе кривошипа зубчатого колеса привода траверсы.

Методы расчета при переменных нагрузках сложны и недостаточно разработаны [1]. Поэтому приближенный расчет на прочность шатунов следует производить по наибольшим напряжениям, сопоставляя их с допускаемыми напряжениями при пульсирующем цикле нагружения

$$\sigma_p^{\max} \leq [\sigma_p]_{II}; \quad \sigma_n^{\max} \leq [\sigma_n]_{II}; \quad \tau_c^{\max} \leq [\tau_c]_{II}, \quad (1)$$

где $\sigma_p^{\max}$, $\sigma_n^{\max}$ и $\tau_c^{\max}$ – максимальные напряжения в поперечных сечениях шатуна при растяжении, изгибе и срезе, рассчитываемые по известным формулам сопротивления материалов; $[\sigma_p]_{II}$, $[\sigma_n]_{II}$, $[\tau_c]_{II}$ – допускаемые напряжения для материала шатуна при пульсирующих нагрузках: растяжении, изгибе и срезе, принимаемые по справочным таблицам, например [2].

При проектировании шатунов следует избегать внецентренного растяжения (сжатия), которое может возникнуть в случае усиления проушин кольцами, приваренными с одной стороны шатуна. Такие шатуны подвергаются действию не только растягивающих (сжимающих) сил, но и изгибающего момента. Внецентренному растяжению (сжатию) подвергаются шатуны форматора-вулканизатора ФВА2-140.

Расчет шатунов (тяг), изложенный в источнике [3] не рассматривает влияние изгиба на прочность шатунов, хотя проушины усилены кольцами с одной стороны. В указанном источнике не учитывается пульсирующее действие нагрузок, температурные напряжения от теплового расширения пресс-форм и не проверяется запас устойчивости шатунов при их продольном изгибе.

Попытка авторов настоящей статьи рассчитать высоту $h_{ш}$ перемычки проушины (см. рис. 1) шатуна форматора-вулканизатора ФВА2-140, исходя из расчета на изгиб прямого бруса на двух опорах с симметрично распределенной нагрузкой по прямоугольному или параболическому треугольникам, положительных результатов не дала. По результатам расчета в сечении II – II шатун должен разрушиться от изгиба. Однако в эксплуатации такие разрушения не зафиксированы.

Поэтому чтобы рассчитать высоту перемычки, авторы предполагают, что сечение II – II (см. рис. 1) может разрушиться от напряжений среза

$$\tau_c = T_c / F_c \leq [\tau_c]_{II}, \quad (2)$$

где T_c – касательная сила в плоскости среза проушины шатуна; F_c – площадь среза проушины в сечении II – II

$$F_c = h_{ш}\delta_{ш} + 2\delta_k [0,5(D - d)]. \quad (3)$$

В расчете принимается, что

$$T_c = 0,5 P_{ш},$$

где $P_{ш}$ – расчетное усилие, действующее на шатун в процессе вулканизации покрышки.

Размеры поперечного сечения III – III шатуна (см. рис. 1) между проушинами на участке $l_{ш} = (l - d)$ определяются из условия допустимого упругого удлинения. Согласно закону Гука

$$\Delta l_{ш} = P_{ш} (l - d) / E_{ш} F_{ш} \leq [\Delta l], \quad (4)$$

откуда

$$F_{ш} \geq P_{ш} (l - d) / E_{ш} [\Delta l], \quad (5)$$

где $E_{ш}$ – модуль упругости Юнга материала шатуна. Для стали $E = (1,95 \dots 2,05) \cdot 10^{11}$ Н/м²; $F_{ш}$ – площадь поперечного сечения шатуна.

Для прямоугольного сечения

$$F_{ш} = B_{ш} \delta_{ш}, \quad (6)$$

где $B_{ш}$ и $\delta_{ш}$ – ширина и толщина поперечного сечения шатуна.

В мировой практике проектирования форматоров-вулканизаторов принимают

$$[\Delta l] = (0,4 \dots 0,6) \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Исследования [4] показали, что сырая резиновая смесь под действием формирующей среды в варочной камере затекает в щели шириной $(0,12 \dots 0,15) \cdot 10^{-3}$ м, вследствие чего на покрышках образуется облой.

Чтобы предотвратить образование облоя на покрышках и гарантировать контакт между деталями пресс-формы в условиях действия распорного усилия, осуществляют предварительное нагружение форматоров-вулканизаторов до подачи формирующей среды в варочную камеру.

С целью не допущения превышения максимальной величины предварительного нагружения вулканизационного пресса 300-40.5 Автоформ итальянская фирма «Пирелли» установила допуск + 5 %.

Для обеспечения более надежной работы подшипниковых пар скольжения (втулок в проушинах шатунов с цапфами балки и кривошипов зубчатых колес привода перемещения верхних полуформ) толщину шатуна желательно принимать равной $\delta_{ш} = 0,6d$, а колец – $\delta_k = 0,3d$. В этом случае толщина проушины будет равна

$$\delta = \delta_{ш} + 2\delta_k = 1,2 d. \quad (7)$$

На форматорах-вулканизаторах ФВ410-1800-635 завода «Большевик» и ФВА2-140 завода «Тамбовполимермаш» толщина проушины составляет $(0,3 \dots 0,53)d$.

По ГОСТ [5] для стальных втулок подшипников скольжения рекомендуется длина втулок $(0,5 \dots 1,6)d$.

При выбранной толщине шатуна его ширина рассчитывается по формуле

$$B_{\text{ш}} = F_{\text{ш}} / \delta_{\text{ш}}. \quad (8)$$

В условиях предварительного нагружения форматора-вулканизатора нагрев пресс-форм сопровождается возникновением в них и шатунах дополнительных температурных напряжений.

Зная величину дополнительных внутренних сил в шатунах и пресс-формах, можно легко рассчитать температурные напряжения и упругие деформации, возникающие в названных элементах от действия стесненной тепловой деформации пресс-форм.

Задача определения сил взаимодействия между шатунами и пресс-формами является дважды статически неопределимой. Для ее решения необходимо иметь два уравнения [6]:

- уравнение статистического равновесия;
- уравнение совместности деформаций.

В случае двухместного форматора-вулканизатора условие статического равновесия имеет вид

$$2N_{\text{ш}} - 2N_{\text{пф}} = 0.$$

Откуда

$$N_{\text{пф}} = N_{\text{ш}}. \quad (9)$$

Для одноместного форматора-вулканизатора

$$2N_{\text{ш}} - N_{\text{пф}} = 0.$$

Отсюда

$$N_{\text{пф}} = 2N_{\text{ш}}, \quad (10)$$

где $N_{\text{пф}}$ и $N_{\text{ш}}$ – дополнительные силы сжатия пресс-формы и растяжения шатуна соответственно.

Условие совместности деформаций шатунов и пресс-форм можно записать в следующем виде

$$\Delta_p l_{\text{ш}} + \Delta_c H_{\text{пф}} = \Delta_t H_{\text{пф}}$$

или, согласно закону Гука

$$(N_{\text{ш}} l_{\text{ш}} / E_{\text{ш}} F_{\text{ш}}) + (N_{\text{пф}} H_{\text{пф}} / E_{\text{пф}} F_{\text{пф}}) = \alpha_t H_{\text{пф}} (t_k - t_n), \quad (11)$$

где $\Delta_p l_{\text{ш}}$ – упругое удлинение шатуна под действием стесненной тепловой деформации пресс-формы; $\Delta_c H_{\text{пф}}$ – упругое сжатие пресс-формы под действием силы растяжения шатунов; $\Delta_t H_{\text{пф}}$ – тепловое расширение пресс-формы по высоте при свободной температурной деформации; $H_{\text{пф}}$ – высота пресс-формы; $E_{\text{пф}}$ – модуль упругости Юнга материала пресс-формы; $F_{\text{пф}}$ – кольцевое сечение пресс-формы (по экватору); α_t – коэффициент линейного теплового расширения материала пресс-формы (для стали $\alpha_t = 11,10^{-6}$ град $^{-1}$); t_k и t_n – конечная и начальная температуры пресс-формы, заданные технологическим регламентом вулканизации покрышки.

Совместное решение уравнений (10) и (11) для одноместного форматора-вулканизатора позволяет найти

$$N_{\text{ш}} = \alpha_t H_{\text{пф}} (t_k - t_n) / (l_{\text{ш}} / E_{\text{ш}} F_{\text{ш}} + 2H_{\text{пф}} / E_{\text{пф}} F_{\text{пф}}), \quad (12)$$

а уравнений (9) и (11) для двухместного форматора-вулканизатора –

$$N_{\text{ш}} = \alpha_t H_{\text{пф}} (t_k - t_n) / (l_{\text{ш}} / E_{\text{ш}} F_{\text{ш}} + H_{\text{пф}} / E_{\text{пф}} F_{\text{пф}}). \quad (13)$$

Расчет проушины шатуна

С целью обеспечения нормальной работы подшипниковых узлов взаимодействия шатунов с цапфами траверсы и кривошипного колеса δ проушин увеличивается приваркой колец 2 (см. рис. 1).

Принимая, что сила, действующая на шатун со стороны названных цапф, распределяется по толщине δ проушины равномерно, получим

$$q_n = P_{ш} / \delta \quad (14)$$

В этом случае на кольцо действует срезающая шов сила

$$T_k = q_n \delta_k = P_{ш} \delta_k / \delta \quad (15)$$

Необходимая рабочая площадь среза сварного шва может быть определена из условия прочности шва на срез

$$\tau_c = T_k / F_{шва} \leq [\tau_c]_{II}, \quad (16)$$

где $F_{шва}$ – площадь среза шва

$$F_{шва} = 0,7 l_{шва} K. \quad (17)$$

Здесь $l_{шва}$ – длина шва; K – катет шва; 0,7 – коэффициент, учитывающий снижение прочности материала шва.

Согласно формуле (16) при $\tau_c = [\tau_c]_{II}$,

$$F_{шва} \geq T_k / [\tau_c]_{II},$$

или

$$0,7 l_{шва} K \geq P_{ш} \delta_k / \delta [\tau_c]_{II},$$

откуда

$$K \geq P_{ш} \delta_k / 0,7 l_{шва} \delta [\tau_c]_{II}. \quad (18)$$

Для кольцевого шва приближенно можно принять $l_{шва} = \pi D$.

Точнее для кольцевого шва с разделкой $l_{шва} = \pi(D - K)$, а без разделки – $l_{шва} = \pi(D + K)$.

Под действием силы $P_{ш}$ в поперечных сечениях I – I шатуна (см. рис.1) возникают напряжения растяжения.

Условие прочности проушин шатуна

$$\sigma_p = P_{ш} / F_{II} \leq [\sigma_p]_{II}, \quad (19)$$

где F_{II} – площадь поперечного сечения I – I проушины.

$$F_{II} = (B - d) \delta_{ш} + 2(D - d) \delta_k. \quad (20)$$

Здесь B – ширина проушины.

В соответствии с формулой (19) при $\sigma_p = [\sigma_p]_{II}$ имеем

$$F_{II} \geq P_{ш} / [\sigma_p]_{II}. \quad (21)$$

Подставив в уравнение (20) значение F_{II} из (21) и решая его относительно ширины проушины, получим

$$B \geq [(P_{ш} / [\sigma_p]_{II}) - 2(D - d) \delta_k + d \delta_{ш}] / \delta_{ш}. \quad (22)$$

В случае $B > B_{ш}$ шатун будет иметь геометрическую форму, показанную на рис. 2.

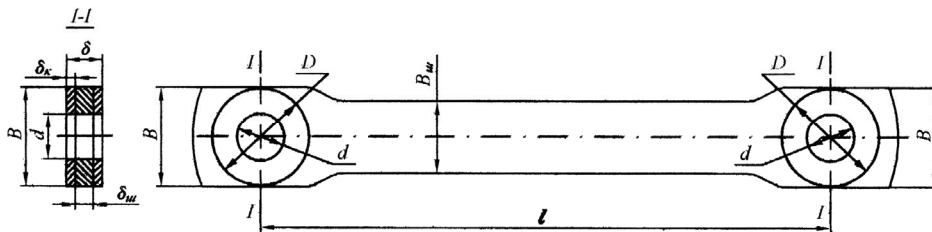


Рис. 2 Шатун переменной ширины

Шатуны форматоров-вулканизаторов с байонетным затвором пресс-форм рассчитываются из условия прочности от действия распорного усилия в пресс-форме при формировании покрышек с учетом силы тяжести перемещаемых устройств. Давление формующего пара в варочной камере примерно в шесть раз меньше давления перегретой воды. Поэтому поперечные сечения шатунов названных вулканизаторов значительно меньше поперечных сечений шатунов форматоров-вулканизаторов без байонетного затвора пресс-форм.

Известно, что при отрыве покрышки от полуформы шатуны работают на сжатие от действия силы отрыва покрышки и силы тяжести поднимаемых устройств (балки, полуформы и других частей).

Усилие отрыва зависит от силы сцепления резины и от сопротивления выпрессовки в отверстиях для выхода воздуха из форм. Силу сцепления резины с формой снижают соответствующей смазкой и чисткой пресс-форм.

При проектировании механизмов отрыва покрышек принимают удельное сцепление резины с формой равное $1,0 \dots 1,2 \text{ кгс/см}^2$ ($0,1 \dots 0,12 \text{ МН/м}^2$).

Равнодействующая названных сил равна

$$P_c = P_o + G_{c.t.}$$

где P_o – усилие отрыва покрышки от пресс-формы; $G_{c.t.}$ – сила тяжести поднимаемых частей.

В качестве поверочного расчета шатуны форматоров-вулканизаторов с байонетным затвором следует проверять на устойчивость, приняв, что его проушины не поворачиваются («защемлены») из плоскости шатуна.

Допустимую, сжимающую шатун нагрузку можно подсчитать по формуле

$$P_c = P_{доп} = P_{кр} / n_y = \sigma_{кр} F_{ш} / n_y, \quad (24)$$

где $P_{кр}$ – критическая сжимающая нагрузка; n_y – коэффициент запаса устойчивости (для стали $n_y = 1,8 \dots 3,0$); $\sigma_{кр}$ – критическое напряжение материала шатуна за пределом пропорциональности, рассчитываемое, например, по эмпирической формуле

$$\sigma_{кр}^3 = \sigma_{кр}^3 (1 + \gamma) / (1 + \gamma + \gamma^2). \quad (25)$$

Здесь $\sigma_{кр}^3$ – критическое напряжение, определяемое по формуле Эйлера

$$\begin{aligned} \sigma_{кр}^3 &= \pi^2 E_{ш} / \lambda^2; \\ \gamma &= \sigma_{пр} / \sigma_{кр}^3, \end{aligned} \quad (26)$$

где $\sigma_{пр}$ – предельное напряжение материала шатуна. Для пластических материалов $\sigma_{пр} = \sigma_{т}$, а для хрупких $\sigma_{пр} = \sigma_{пч}$; λ – гибкость шатуна

$$\lambda = \mu l / i_{\min}. \quad (27)$$

Здесь μ – коэффициент приведения длины шатуна. В нашем случае $\mu = 0,5$; $i_{\min}$ – минимальный радиус инерции поперечного сечения шатуна

$$i_{\min} = \sqrt{J_{\min} / F_{\text{ш}}}, \quad (28)$$

где $J_{\min}$ – минимальный осевой момент инерции поперечного сечения шатуна. Для прямоугольного поперечного сечения (см. рис. 2.)

$$J_{\min} = B_{\text{ш}} \delta_{\text{ш}}^3 / 12. \quad (29)$$

Формула (25) широко используется в практике расчета стержней любой гибкости. Расчет по ней во всех случаях идет в запас устойчивости. Она нашла практическое применение в самолетостроении [7].

Список литературы

1. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1986. – 512 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. Том 1. – М.: Машиностроение, 1978. – 728 с.
3. Цыганок И.П. Вулканизационное оборудование шинных заводов. – М.: Машиностроение, 1967. – 324 с.
4. Мордовин Е.Д. Исследование напряженно-деформированного состояния замка байонетного затвора пресс-формы для шин. Дис. ... канд. техн. наук. – Москва: МИХМ, 1979. 161с.
5. ГОСТ 1978–81. Втулки подшипников скольжения металлические. – М.: Госстандарт России, 1992. – 16 с.
6. Заславский Б.В. Краткий курс сопротивления материалов. – М.: Машиностроение, 1986. 262 с.
7. Григорьев Ю.П. Сопротивление материалов и строительная механика авиационных конструкций. – М.: Воениздат, 1977. – 512 с.

Design Procedure of Rods in Crank-Rod Drive Gears of Movement of Upper Half-Molds of Shapers-Vulcanizers of Pneumatic Autotyres

V.L. Legostayev, E.D. Mordovin

Joint-Stock Company of Special Design Bureau of «Tambovpolymermash»

Key words and phrases: connecting rod of a drive gear; fatigue failure of material; longitudinal bending; pulsing cycle of loadings; temperature pressure; variable loadings.

Abstract: The technique is intended for design calculation of geometrical parameters of cross sections in connecting rods of crank-rod drive gears of movement of upper half-molds of shapers-vulcanizers of pneumatic autotyres used at tyre factories in Russian Federation.

Methodik der Berechnung der Pleuelstangen von Kurbelgetrieben der Verschiebung der Oberformhälfte von Reifenausdehnern-Vulkanisatorn der pneumatischen Autoreifendecken

Zusammenfassung: Diese Methodik ist für die Entwurfberechnung der geometrischen Parameter der Querschnitte von Pleuelstangen der Kurbelgetrieben der Verschiebung der Oberformhälfte von Reifenausdehnern – Vulkanisatorn der pneumatischen Autoreifendecken.

schen in den reifenbetrieben der Russischen Föderation angewandten Autoreifendecken vorherbestimmt.

**Méthode du calcul des bielles des commandes par bielle-manivelle
du déplacement des demi-moules supérieures des formateurs-
vulcanisateurs des pneus**

Résumé: La méthode est destinée au calcul des paramètres des sections transversales des bielles des commandes par bielle-manivelle du déplacement des demi-moules supérieures des formateurs-vulcanisateurs des pneus qui est employé aux usines des pneus de la Fédération de la Russie.
