

## ФОРМИРОВАНИЕ ШЛИЦЕВ НА ВАЛАХ МЕТОДОМ НАКАТКИ

Канд. техн. наук, доц. СИДОРЕНКО М. И.

Белорусский национальный технический университет

Технология современного производства деталей машин и механизмов характеризуется снижением удельного веса обработки металлов резанием и все более возрастающим применением различных методов обработки давлением. Это позволяет значительно уменьшить отходы металла в стружку, сократить расход электроэнергии, снизить трудоемкость процессов. Кроме того, детали, изготовленные методом давления, обладают более высокими механическими свойствами, имеют лучшую структуру и более высокие эксплуатационные характеристики, чем детали, полученные резанием.

Данная концепция применима и к деталям, имеющим шлицевые части, таким как разжимные кулаки, шлицевые валы, карданы и т. д. Доля подобных деталей в современном машиностроении весьма существенна. Применение новейших методов получения наружных шлицев на разного рода деталях, к которым относится накатка, имеет широкие перспективы. Из методов накатки эвольвентных шлицев на валах в последние годы получила развитие технология ударного накатывания фирмы Э. Гроб. Однако оборудование для реализации этого процесса сложное и дорогостоящее, поэтому его целесообразно использовать в массовом и крупносерийном производстве. Кроме того, есть определенные технологические трудности в его применении для накатывания прямоугольных шлицев.

В этой связи разработан и используется в промышленности ряд приспособлений, позволяющих как накатывать, так и прикатывать боковые поверхности прямоугольных шлицев на гидравлических прессах [1–5]. Одно из таких приспособлений разработано и используется в ОАО «МАЗ».

Устройство (рис. 1) состоит из корпуса 1, в отверстии которого размещены сегменты 2 и дисковые профильные ролики 3 с осями 4, двух стаканов 5 и 6 с торцовыми пазами, установочного кольца 7 и крышки 8 [5, 6]. Сегмен-

ты 2 выполнены клиновидными с продольными пазами 9. На установленных в корпус 1 сегментах 2 их плоские базовые поверхности 10 расположены под небольшим углом  $\gamma$  ( $1^\circ$ – $2^\circ$ ) относительно центральной оси 11.

Ролики 3 насажены на оси 4 с возможностью вращения и вместе с ними расположены так, что ролики частично входят с зазором (0,2–0,5 мм) в пазы 9 сегментов 2 (рис. 1) и пазы 12 и 13 стаканов 5 и 6, имея возможность перемещения в обе стороны вдоль своих осей, а оси 4 установлены между торцами стаканов 5 и 6 и сопрягаются с базовыми поверхностями 10 сегментов 2.

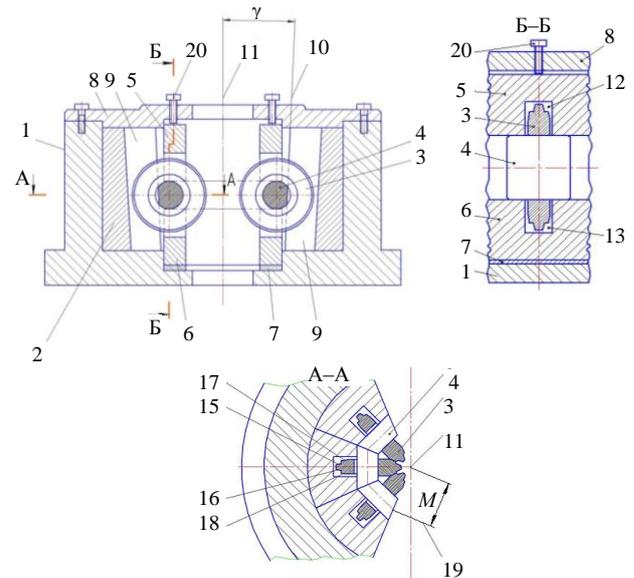


Рис. 1. Устройство для накатывания прямоугольных шлицев на валах

На осях 4 с целью уменьшения контактного напряжения и исключения возможности вращения опорные поверхности 14 выполнены плоскими, расположенными параллельно их образующим (рис. 2).

На роликах 3 симметрично их рабочему профилю с поверхностями 15 и 16 дополнительно выполнены два ориентирующих конуса 17 и 18 (рис. 2).

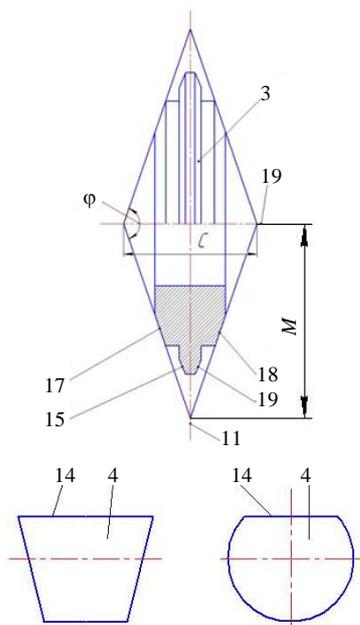


Рис. 2. Конструкция накатных роликов и опорных осей

В рабочем положении, когда линии 19 осей расположены от центральной оси 11 на расстоянии  $M$  (рис. 1), конусы 17 и 18 каждого ролика сопряжены и взаимодействуют с такими же конусами двух соседних роликов.

На рабочий размер  $M$  все ролики 3 устанавливают одновременно (при снятой крышке 8) путем перемещения роликов 3 с осями 4 вниз вдоль оси 11 до соприкосновения всех роликов ориентирующими конусами 17 и 18, обеспечивая их беззазорное соединение. Это происходит за счет перемещения осей по наклонным поверхностям 10 сегментов 2. Для установки роликов по высоте в одной плоскости под стакан 6 подкладывают соответствующей толщины кольцо 7. После этого закрепляют крышку 8 и прижимают стакан 5 винтами 20 (рис. 1).

В настроенном устройстве рабочие профили роликов образуют правильный замкнутый многошлицевый контур, соответствующий контуру обрабатываемого вала. Конструкция позволяет создание предварительно напряженного многошлицевого контура. Рабочий размер  $M$  определяют расчетным путем исходя из размеров обрабатываемого вала, количества шлицев, диаметра роликов и других параметров.

Углы  $\varphi$  (рис. 2) ориентирующих конусов 17 и 18 и расстояние между их вершинами на роликах 3 определяют по формулам:

$$\varphi = 180^\circ - \frac{360^\circ}{n}; \quad C = 2Mctg\frac{\varphi}{2},$$

где  $n$  – число роликов в устройстве;  $M$  – установочное расстояние от осей роликов до центральной оси устройства.

Устройство работает следующим образом. После установки его на стол гидропресса обрабатываемую заготовку вставляют в отверстие крышки 8 до касания с роликами 3, а затем ее перемещают вдоль оси штоком гидропресса и накатывают шлицы. Процесс накатывания завершается после выхода заготовки из зацепления с роликами.

При накатывании ролики 3 вращаются на осях 4 и каждый из них ориентирующими конусами 17 и 18 обкатывается по таким же конусам соседних роликов. Радиальные усилия накатывания воспринимают сегменты 2, осевые – диск 6, а тангенциальные от каждого ролика – его соседние ролики.

Основное преимущество предлагаемого устройства перед известным и другими аналогичными устройствами заключается в том, что благодаря дополнительным ориентирующим конусам 17 и 18, выполненным на роликах 3, и совместной радиальной установке роликов 3 и осей 4 на наклонные поверхности 10 сегментов 2, при которой каждый ролик своими ориентирующими конусами 17 и 18 сопряжен без зазоров с такими же конусами соседних роликов, в нем обеспечена наиболее высокая точность расположения рабочих профилей роликов относительно центральной оси 11 устройства (оси обрабатываемого вала), так как ориентация каждого ролика осуществляется соседними роликами без каких-либо дополнительных средств. Тангенциальному и угловому смещению роликов препятствуют ориентирующие конусы соседних роликов, что обеспечивает повышение точности накатывания шлицев.

Кроме того, применение осей 4 роликов с плоскими опорными поверхностями 14, которыми они сопряжены с базовыми поверхностями 10 сегментов 2, упрощает конструкцию и позволяет уменьшить габаритные размеры устройства. Для одного и того же обрабатываемого вала с применением роликов одинакового диаметра при прочих равных условиях диаметр корпуса предлагаемого устройства может быть

выполнен примерно в два раза меньшим, чем в известных устройствах, у которых ролики установлены в роликодержатели, а для регулировки используются клинья.

Данное устройство является универсальным и может быть использовано для чистовой обработки предварительно нарезанных шлицев и формообразующего накатывания (без предварительного нарезания шлицев), что расширяет его технологические возможности.

При проектировании технологической оснастки и выборе прессового оборудования необходимо знать направление и величину усилий, возникающих в процессе накатки шлицев. На усилие накатки в основном оказывают влияние такие факторы, как степень обжатия вала, диаметр накатного ролика, отношение этого диаметра к диаметру оси ролика и твердость заготовки.

Для определения значения среднего нормального контактного напряжения в очаге пластической деформации на начальном этапе внедрения ролика в тело заготовки процесс будем рассматривать как задачу внедрения пуансона в полупространство [6–8] при отсутствии контактного трения (рис. 3).

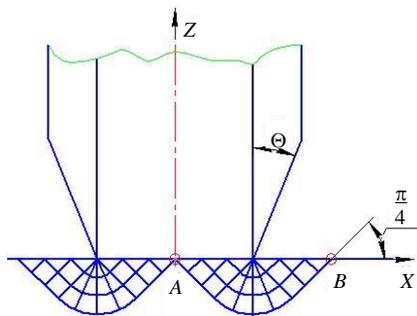


Рис. 3. Возможное поле линий скольжения при начальном этапе внедрения ролика в заготовку

Тогда значение среднего нормального контактного напряжения на поверхности ролика согласно [8] будет определяться по формуле

$$\sigma_{cp1} = 2k(1 + \omega_{AB}) = \frac{2\sigma_T}{\sqrt{3}} \left( 1 + \frac{\pi}{2} \right), \quad (1)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала заготовки.

При внедрении ролика на глубину шлицевой канавки поле линий скольжения примет

вид, показанный на рис. 4. В этом случае угол раствора центрированного поля будет  $\pi - \Theta$ .

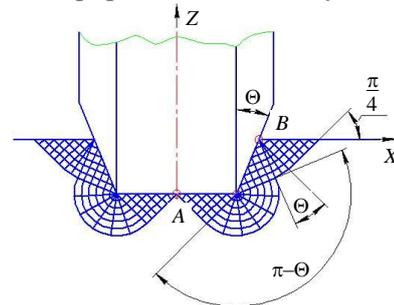


Рис. 4. Возможное поле линий скольжения при внедрении ролика в тело заготовки на полную глубину

Однако, поскольку помимо центрированного поля с углом  $\pi - \Theta$  к переходной зоне поля линий скольжения примыкает поле с углом  $\Theta$ , величина угла поворота линии скольжения  $AB$  станет равной

$$\omega_{AB} = \pi - \Theta + \Theta = \pi.$$

В этом случае значение среднего нормального контактного напряжения составит

$$\sigma_{cp2} = 2k(1 + \omega_{AB}) = \frac{2\sigma_T}{\sqrt{3}} (1 + \pi). \quad (2)$$

Учитывая, что по длине  $l$  очага деформации глубина внедрения роликов в тело заготовки изменяется от нуля до максимума [1] (рис. 5), с целью упрощения последующих решений, очевидно, можно воспользоваться некоторым усредненным значением величины  $\sigma_{cp}$ .

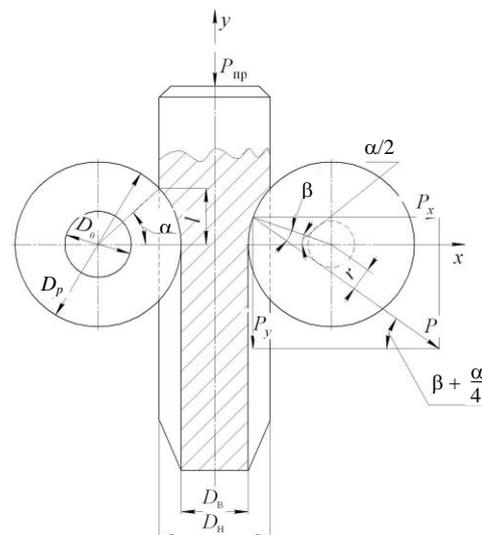


Рис. 5. Схема продольной накатки шлицев и сил, действующих на накатные ролики

На этом основании с учетом выражений (1) и (2) запишем

$$\sigma_{\text{ср0}} = \frac{\sigma_{\text{ср1}} + \sigma_{\text{ср2}}}{2} = \frac{2\sigma_{\text{т}}}{\sqrt{3}} \left( 1 + \frac{\pi}{2} + 1 + \pi \right) = 3,87\sigma_{\text{т}}. \quad (3)$$

Усилие, действующее на каждый накатный ролик, согласно рис. 5 определим по формуле

$$P = \sigma_{\text{ср0}} F, \quad (4)$$

где  $F$  – проекция площади контакта ролика с заготовкой на плоскость перпендикулярно оси самого ролика и заготовки.

Эта проекция представляет собой трапецию, малое и большое основания которой являются соответственно шириной впадины по внутреннему и наружному диаметрам шлицев. Длина трапеции равна протяженности очага деформации в направлении прокатки

$$l = \frac{D_{\text{п}}}{2} \sin \alpha, \quad (5)$$

где  $\alpha$  – угол контакта ролика с заготовкой;  $D_{\text{п}}$  – диаметр ролика.

Площадь данной проекции эквивалентна площади прямоугольника длиной  $l$  и шириной  $\Delta = \frac{\pi}{2n}(D_{\text{н}} + D_{\text{в}}) - b$ , измеренной по средней линии профиля впадин шлицев в поперечном сечении вала. Здесь  $D_{\text{н}}$  – наружный диаметр шлицев;  $D_{\text{в}}$  – внутренний диаметр шлицев (диаметр впадин);  $n$  – количество шлицев;  $b$  – ширина шлица.

Согласно рис. 5 можно записать  $(D_{\text{н}} - D_{\text{в}})/D_{\text{п}} = 1 - \cos \alpha$ . Отсюда  $\cos \alpha = 1 - \frac{D_{\text{н}} - D_{\text{в}}}{D_{\text{п}}}$ . Посколь-

ку  $\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1$ , с учетом предыдущего выражения получим  $\sin \alpha = \sqrt{1 - \left( 1 - \frac{D_{\text{н}} - D_{\text{в}}}{D_{\text{п}}} \right)^2}$ .

Пренебрегая бесконечно малыми параметрами второго порядка, после преобразования придем к выражению

$$\sin \alpha = \sqrt{\frac{2(D_{\text{н}} - D_{\text{в}})}{D_{\text{п}}}}. \quad (6)$$

Далее, решая полученное выражение совместно с (5), найдем

$$l = \sqrt{\frac{D_{\text{п}}}{2}} (D_{\text{н}} - D_{\text{в}}). \quad (7)$$

Учитывая, что  $F = l\Delta$ , можно записать

$$F = \left[ \frac{\pi}{2n}(D_{\text{н}} + D_{\text{в}}) - b \right] \sqrt{\frac{D_{\text{п}}}{2}} (D_{\text{н}} - D_{\text{в}}). \quad (8)$$

Решая совместно (3), (4) и (8), найдем значение усилия, действующего в каждом ролике:

$$P = 3,87\sigma_{\text{т}} \left[ \frac{\pi}{2n}(D_{\text{н}} + D_{\text{в}}) - b \right] \sqrt{\frac{D_{\text{п}}}{2}} (D_{\text{н}} - D_{\text{в}}). \quad (9)$$

Усилие проталкивания заготовки, приходящееся на один ролик, согласно рис. 5 будет

$$P_{\text{y}} = P \sin \left( \beta + \frac{\alpha}{2} \right). \quad (10)$$

Точку приложения равнодействующей силы  $P$  на каждом ролике с некоторым приближением задаем на середине дуги контакта, отвечающей углу  $\alpha$ . В результате действия сил трения между роликом и осью, на которую он посажен, равнодействующая сила  $P$  отклонена от центра ролика в сторону выхода из очага деформации на величину, определяемую кругом трения (рис. 5), а точнее на угол  $\beta$ , который можно определить как

$$\sin \beta = f \frac{D_{\text{о}}}{D_{\text{п}}}, \quad (11)$$

где  $f$  – коэффициент контактного трения между роликом и осью;  $D_{\text{о}}$  – диаметр оси.

В свою очередь  $\beta = \arcsin \left( f \frac{D_{\text{о}}}{D_{\text{п}}} \right)$ , а  $\alpha = \arcsin \sqrt{\frac{2(D_{\text{н}} - D_{\text{в}})}{D_{\text{п}}}}$ , которые после подстановки в (10) с учетом (9) позволяют рассчитать значение  $P_{\text{y}}$ .

Усилие проталкивания вала через роликовую головку запишется в виде

$$P_{\text{np}} = P_{\text{y}} n. \quad (12)$$

С учетом выражений (9) и (10) окончательно придем к уравнению

$$P_{\text{np}} = 3,87\sigma_{\text{т}} [1,57(D_{\text{н}} + D_{\text{в}}) - nb] \times$$

$$\times \sqrt{\frac{D_p}{2}} (D_H - D_B) \sin\left(\beta + \frac{\alpha}{2}\right). \quad (13)$$

Далее определим условие, при котором возможно вращение накатных роликов вокруг своих осей при пластическом накатывании шлицев. В случае прокатки полосы в приводных валках условие захвата заготовки валками определяется соотношением [9]

$$\operatorname{tg} \alpha \leq f_1, \quad (14)$$

где  $f_1$  – коэффициент контактного трения между валками и заготовкой.

При проталкивании заготовки (вала) через неприводные ролики условие вращения последних запишется как

$$\operatorname{tg}(\alpha + \beta) \leq f_1, \quad (15)$$

поскольку в этом случае существенную роль играют силы трения в паре ролик – ось, отклоняющие вектор результирующего усилия  $P$  от оси ролика на угол  $\beta$  (рис. 5).

Преобразуем предыдущее выражение к виду

$$\alpha + \beta \leq \arctg f_1.$$

Отсюда можно легко найти величину

$$\alpha \leq \arctg f_1 - \beta,$$

которая с учетом значения  $\beta = \arcsin(fD_o/D_p)$  запишется в виде

$$\alpha \leq \arctg f_1 - \arcsin(fD_o/D_p).$$

Приняв во внимание соотношение (6), окончательно запишем

$$\arcsin \sqrt{\frac{2(D_H - D_B)}{D_p}} \leq \arctg f_1 - \arcsin\left(f \frac{D_o}{D_p}\right). \quad (16)$$

Анализ данного выражения показывает, что искомую величину  $D_p$  с его помощью можно найти лишь численным методом. В результате расчетов по полученным данным построены графики зависимости диаметра ролика  $D_p$  от глубины накатываемых шлицев (от полуразности диаметров  $(D_H - D_B)/2$ ) для разных коэффициентов контактного трения  $f_1$  между заготовкой и роликом (рис. 6) при значении коэффициента трения в паре ролик – ось  $f = 0,1$ .

Из графиков видно, что с увеличением глубины шлицев возрастает и диаметр накатного ролика. При этом более интенсивно этот рост наблюдается при меньших значениях коэффициента контактного трения между роликом и заготовкой.

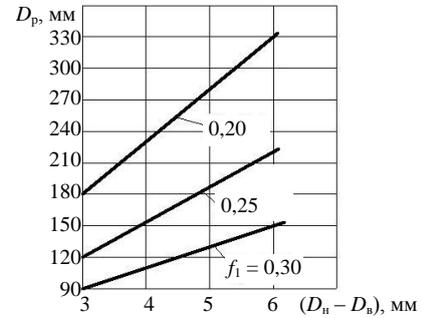


Рис. 6. Расчетная зависимость диаметра накатного ролика  $D_p$  от глубины накатываемых шлицев

Известно [7, 10], что при холодной пластической деформации, к которой относится холодная накатка шлицев, происходит упрочнение металла. Учесть этот фактор можно с помощью уравнения, предложенного С. И. Губкиным [10], которое записывается в виде

$$\sigma_s = \sigma_T + \left(\frac{\sigma_B}{1 - \psi_{ш}}\right) \left(\frac{\psi}{\psi_{ш}}\right)^{\frac{\sigma_B \psi_{ш}}{1 - \psi_{ш} [\sigma_B - \sigma_T (1 - \psi_{ш})]}}, \quad (17)$$

где  $\sigma_s$  – напряжение текучести;  $\sigma_B$  – временное сопротивление металла разрушению;  $\psi$  – относительное сужение площади поперечного сечения образца при растяжении;  $\psi_{ш}$  – та же величина в момент начала образования шейки в образце.

В свою очередь, можно представить, что  $\psi = \frac{F_{исх} - F_{кон}}{F_{исх}}$ , где  $F_{исх}$  – исходная площадь поперечного сечения вала, подвергаемого накатке;  $F_{кон}$  – конечная площадь поперечного сечения вала после накатки без учета площадей самих шлицев (площадь вала по внутреннему диаметру шлицев).

Следовательно:

$$F_{исх} = \frac{1}{2} \left[ \frac{\pi}{2} D_B^2 + (D_H - D_B) b n \right]; \quad F_{кон} = \frac{\pi D_B^2}{4}.$$

Тогда

$$\psi = \frac{\frac{1}{2} \left[ \frac{\pi}{2} D_B^2 + (D_H - D_B)bn \right] - \frac{\pi D_B^2}{4}}{\frac{1}{2} \left[ \frac{\pi}{2} D_B^2 + (D_H - D_B)bn \right]}. \quad (18)$$

Поскольку на входе в очаг деформации металл находится в исходном состоянии с пределом текучести  $\sigma_T$ , а на выходе из него имеет характеристику  $\sigma_s$ , то в уравнении (13) вместо  $\sigma_T$  целесообразно использовать некоторую осредненную величину  $\sigma_T^* = \frac{\sigma_T + \sigma_s}{2}$ . Тогда уравнение (13) запишется в виде

$$P_{np} = 3,87\sigma_T^* [1,57(D_H + D_B) - nb] \times \sqrt{\frac{D_p}{2} (D_H - D_B) \sin\left(\beta + \frac{\alpha}{2}\right)}. \quad (19)$$

С помощью выражения (19) получены данные, представленные в виде графиков на рис. 7.

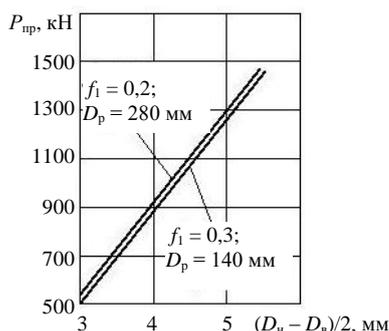


Рис. 7. Зависимость усилия проталкивания заготовки от глубины шлицев при различных коэффициентах контактного трения  $f_1$  и диаметрах накатных роликов  $D_p$

Расчеты проведены для случая накатки шлицев на валах из стали 40X с механическими характеристиками [11]:  $\sigma_T = 340$  МПа;  $\sigma_B = 580$  МПа;  $\psi_{ш} = 0,22$ . Накатку производили в условиях комнатной температуры без нагрева заготовки. Во всех случаях в соответствии с ГОСТ 1139–58 количество накатываемых шлицев было  $n = 8$ . Соотношение внутреннего и внешнего диаметров шлицев  $D_B \times D_H$  составляло: 42×48 мм; 52×60 мм; 62×72 мм при ширине выступов  $b$  соответственно 8; 10; 12 мм. Из графиков видно, что с увеличением глубины шлицевых канавок практически линейно возрастает усилие

проталкивания при разных коэффициентах контактного трения между роликом и заготовкой. Наиболее существенно этот рост наблюдается при глубине канавок более 5 мм.

### ВЫВОД

Представленные в настоящей статье теоретические основы накатки прямобочных шлицев с помощью роликовых головок без нагрева деформируемого тела позволяют рассчитывать минимальные значения диаметров накатных роликов  $D_p$ , а также усилия проталкивания заготовки при разных коэффициентах контактного трения  $f_1$  для различных геометрических параметров шлицевых поверхностей.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Анализ конструкции шлиценкатных роликовых головок / В. П. Северденко [и др.] // Пластическая деформация и обработка металлов давлением. – Минск: Наука и техника, 1969. – С. 201–214.
2. Барбарич, М. В. Накатывание цилиндрических зубчатых колес / М. В. Барбарич, М. В. Хоруженко. – М.: Машиностроение, 1970. – 220 с.
3. Сучков, А. Е. Экономия металла в машиностроении при обработке давлением / А. Е. Сучков. – Минск: Наука и техника, 1971. – 128 с.
4. Парфиянович, В. С. Руководство по проектированию процессов чистового накатывания поверхностей / В. С. Парфиянович. – Минск: Полымя, 1981. – 87 с.
5. Устройство для накатывания шлицев на валах: а. с. № 1459796 СССР. В21Н5/02 / В. С. Парфиянович, М. И. Сидоренко // Официальный бюл. – 1989. – № 7.
6. Томсон, Э. Механика пластической деформации / Э. Томсон, Ч. Янг, Ш. Кабаяши. – М.: Машиностроение, 1969. – 417 с.
7. Строжев, М. В. Теория обкатки металлов давлением / М. В. Строжев, Е. А. Попов. – М.: Машиностроение, 1977. – 417 с.
8. Хилл, Р. Математическая теория пластичности / Р. Хилл. – М.: ГИТТЛ, 1956. – 407 с.
9. Целиков, А. И. Теория продольной прокатки / А. И. Целиков, Г. С. Никитин, Е. Е. Рокотян. – М.: Металлургия, 1980. – 320 с.
10. Губкин, С. И. Пластическая деформация металлов / С. И. Губкин. – М.: Изд-во АН СССР, 1960. – Т. 2. – 416 с.
11. Третьяков, А. В. Механические свойства металлов и сплавов при обработке давлением / А. В. Третьяков, В. И. Зюзин. – М.: Металлургия, 1973. – 224 с.

Поступила 12.12.2011