

УДК 519.3

Н.С. Равская, д.т.н., проф.*Национальный технический университет Украины "КПИ"***Л.С. Мельничук, доц.***Житомирский государственный технологический университет*

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ СПИРАЛЬНЫХ СВЕРЛ С ЦЕЛЮ УЛУЧШЕНИЯ ИХ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Рассматривается вопрос совершенствования конструкции спиральных сверл для улучшения их динамических характеристик.

Обзор. Спиральное сверло представляет собой естественно завитый упругий элемент, или тело винтообразной формы. При нагрузке сверла крутящим моментом $M_{кр}$ и осевой силой $P_{ос}$ в нем возникает сложное напряженное состояние и оно испытывает угловые, поперечные и продольные деформации [1]–[7], которые и определяют динамическое состояние этого инструмента.

Решение вопросов динамического состояния сверл с учетом их конструктивных особенностей и условий эксплуатации является основой их дальнейшего совершенствования.

Исследования в области динамического состояния спиральных сверл. Исследования динамического состояния сверл, по данным [4] были начаты в 30-х годах Кодроном, Кроненбергом и Оксфордом, которые из-за существенных допущений приводили к неправильным результатам.

Исследованию профиля сверла с позиций влияния его формы на прочность посвящены работы Квеста, Рейхенбехера, Е.Нейбауера, О.Бостона, Г.Г. Гроссмана (1933–1947 г.г.), в которых исследователи при решении задачи кручения стержня с сечением спирального сверла использован метод мембранной аналогии Пранделя. Однако ими рассматривалось спиральное сверло как призматическое тело, а не тело винтовой формы. Такое допущение не может быть правомерным при решении задач кручения спиральных сверл.

Аваковым Л.А. аналитически с использованием мембранной аналогии был рассчитан зетовый профиль, равновеликий по площади поперечному сечению сверла.

Этот же прием с исследованием экспериментального материала Кроненберга был использован Н.И. Резниковым. Вместе с тем переход к зетовому профилю трудно считать обоснованным.

В работе [8] Г.Н. Титов впервые проблему прочности инструментов (в том числе и сверл) поставил как самостоятельную задачу при их проектировании. Он выдвинул проблему прочности металлорежущих инструментов, показал ее особое значение для работоспособности и долговечности инструментов. В работе приводятся данные по геометрическим характеристикам поперечного сечения сверл и расчет максимальной подачи допустимой прочностью рабочей части сверла.

С.С. Рудником [4] были получены обобщенные формулы для определения силовых зависимостей при сверлении, полученные из основной формулы усилий резания для токарных резцов. Испытания проведенные во ВНИИ, показали, что формулы С.С. Рудника правильно определяют порядок усилий, действующих на сверло в процессе сверления, однако точность их не превышает 30 %.

Экспериментальному исследованию прочности режущего инструмента посвящена работа И.П. Третьянова [9]. В работе главным образом рассмотрен вопрос прочности режущих кромок. Вместе с тем приводятся данные по прочности сложных фасонных профилей режущих инструментов при растяжении и кручении. Автором сделан вывод, что "осевая нагрузка в отдельности и при совместном ее действии на сверло с крутящей нагрузкой не влияет на прочность сверл 8 мм и выше", что увеличение толщины сердцевины от режущей части к крепежной не оправдано с точки зрения прочности и лишь затрудняет отвод стружки, что изменение наклона винтовой канавки приводит к изменению прочности сверла.

Начиная с 1952 г., во ВНИИ проводились работы по методике испытаний и анализу прочности сверл. В результате этих работ предложены критерии годности сверл по прочности [4]:

$$M_H = 8,65 D^{2,6} \text{ кг мм}; P_H = 17,5 D^2 \text{ кг}. \quad (1)$$

Эти нагрузки сверла должны выдерживать без разрушения или остаточной деформации. Для величины разрушающего крутящего момента принята формула:

$$M_k = 10,8 D^{2,6} \text{ кг мм}. \quad (2)$$

Указанные зависимости имеют определенную практическую ценность, но их применение ограничивается теми значениями поперечного сечения сверла, которые были у испытуемых сверл стандартного типа: толщина сердцевины $d_c = (0,14 \div 0,15)D$ и ширина пера $h_n = (0,6 \div 0,7)D$.

В работе [10] в результате обработки нескольких серий опытов получены зависимости между геометрическими параметрами сечения сверла и его прочностными и деформационными характеристиками. В этих формулах сечение сверла характеризуется двумя безразмерными

параметрами $m = \frac{d}{D}$ и $n = \frac{h}{D}$, которые можно варьировать в пределах $m = 0,14 \div 0,4$ и $n = 0,4 \div 0,8$. Для вычисления крутящего момента получено выражение:

$$M = 0,003 \cdot 10^{1,4m+n} \cdot t_{max} \cdot D^3.$$

Получены зависимости носят эмпирический характер, не учитывая влияния множества других факторов, определяющих характеристики динамического состояния, что делает их ограниченными в применении.

В работе [4] предложена методика завитости на общее сопротивление кручению, в которой используется экспериментально-аналитический метод расчета. Суть этого метода заключается в том, что часть данных находится экспериментально, а часть аналитически или электромоделированием [11].

Основалось положение, что сопротивление кручению любого стержня достаточно полно характеризуется моментом сопротивления кручению W_k . Зная W_k и допустимое касательное напряжение $[\tau]$, можно определить допустимую величину крутящего момента: $[M_k] = [\tau] \cdot W_k$. Величина W_k , которая зависит как от формы и размеров поперечного сечения, так и от степени естественной завитости, находится экспериментально. При этом определяется W_k^{np} для призматического стержня с поперечным сечением сверла, а степень завитости учитывается переменными коэффициентом K_ω (ω – угол наклона винтовой канавки). Коэффициент K_ω находится также экспериментально.

Эта методика не нашла широкого распространения, так как требует постановки дополнительных опытов.

Дальнейшее развитие методы определения жесткости и деформации спиральных сверл получили в работах [1]–[8]. В этих работах изложены аналитические методы расчета, экспериментально-аналитические и экспериментальные. Однако из-за сложности расчетов и из-за плохой сходимости результатов, полученных различными методами, они также широко не используются.

Вопросы исследований податливости спиральных сверл рассмотрены в работах [2]–[4].

В результате этих исследований установлено:

- с увеличением диаметра инструмента, наряду с уменьшением его радиальной податливости, уменьшается разность между максимальным и минимальным прогибами;
- радиальная жесткость сверла в значительной степени зависит от

діаметра его сердцевини, увеличение которой от 0,1 до 0,3 D влияет на изменение указанной жесткости наиболее резко;

– с увеличением угла наклона стружечных канавок заметно уменьшается разность между максимальной и минимальной податливостью сверла при общем снижении радиальной жесткости инструмента;

– спиральные сверла обладают сравнительно невысокой радиальной жесткостью.

Вопросами исследования закономерности устойчивости сверл при их эксплуатации посвящена работа [12]. На основании экспериментальных и теоретических исследований, проведенных авторами этой работы, установлены следующие закономерности формоустойчивости спиральных сверл:

– возникающие в процессе резания высокочастотные силовые импульсы в сочетании с основным усилием резания, вызывающим упругие деформации конструктивных элементов режущего инструмента, оказывают отрицательное влияние на стабильность геометрических параметров и стойкость спиральных сверл;

– увеличение абсолютной жесткости рабочей части сверл уменьшает остаточные изменения их геометрических параметров, то есть способствует увеличению формоустойчивости;

– смягчение характеристики силовых импульсов, возникающих при резании, увеличивает формоустойчивость упругонагруженных конструктивных элементов рабочей части сверла;

– уменьшение начальной кривизны или радиального биения ленточек рабочей части относительно оси хвостовика сверл увеличивает стабильность соответствующего параметра при их эксплуатации;

– исследование демфирующих конструктивных элементов, передающих рабочей части сверла основное усилие резания, способствует увеличению относительной жесткости рабочей части и формоустойчивости сверл, а также повышает их стойкость.

Исследованию жесткости спиральных сверл и их эксплуатационных характеристик посвящена работа [12]. Анализ результатов стойкостных испытаний сверл, приведенных автором в этой работе, показал, что стойкость не является линейной функцией жесткости и не всегда повышение жесткости дает эффект, что подтверждается и другими исследованиями. В работе указывается, что проведенные опыты по изменению геометрических параметров сверл, влияющих на жесткость, за исключением длины рабочей части сверл с нормальной сердцевиной, показывают на существование оптимальных значений жесткости, отклонение от которых уменьшают стойкость сверл. Автор при-

ходит к выводу, что работы по изучению характера движений сверл следует вести с целью нахождения оптимальных колебаний, обеспечивающих наивысшую стойкость. Так, например, согласно данным исследования максимума стойкости сверл с утолщенной сердцевиной с применением подточки поперечной кромки сдвигаются в сторону меньших длин их вылета в зажимном патроне. Колебания сверл с применением подточки увеличиваются, что обнаруживается по увеличению разбивки и огранки отверстий, в результате чего снижается трение ленточек и так далее.

В работе приведены результаты стойкостных испытаний сверл на чугуне с различным числом перьев при обработке. Площадь сечения у трехперых сверл – по сравнению с двухперыми – была в 1,3 раза меньше при одинаковой сердцевине. Изменение при раскручивании трехперых сверл, в 2 раза меньше сверла, затачивались таким образом, чтобы они обеспечивали одинаковый крутящий момент во время врезания в заготовку. Но, несмотря на это, стойкость трехперых сверл оказалась во много раз ниже, чем у двухперых, вследствие повышенного трения на ленточках.

Результаты исследований поперечных перемещений – вершины сверла при врезании приведены в работах [13]–[15]. Показано, что снижение интенсивности поперечных колебаний вершины сверла при врезании повышают стойкость сверл, а неравномерностью распределения нагрузок вдоль главной режущей кромки при поперечных перемещениях вершины объясняется выкрашивание режущих кромок.

Наиболее глубокие исследования в области динамической устойчивости спиральных сверл проведены Ю.П. Холмогорцевым, результаты которых приведены в работе [16]. Проведенные теоретические исследования и их экспериментальная проверка показали, что для повышения динамической устойчивости сверл необходимо увеличивать момент инерции сечения путем увеличения сердцевины и смены сверла.

Однако, как указывает автор, это лишь до определенного предела, так как затем наступает уменьшение объема стружечных канавок сверла, приводящее к патентированию стружки и застреванию ее в канавках.

По результатам исследования автором делается вывод, что более действенным способом увеличения жесткости является уменьшение длины сверла. Однако это приводит к сокращению числа переточек и суммарного срока службы сверла, а также сверло может оказаться слишком коротким для обработки отверстия.

Наиболее эффективным путем повышения устойчивости системы

по данным этой работы является увеличение угла наклона винтовой канавки сверла.

Следует отметить, что эти рекомендации были даны на основе анализа условий устойчивости с определенными допущениями без учета переходных процессов (врезания и выхода). Для подтверждения правильности выводов была проведена экспериментальная проверка в условиях реального сверления отверстий в закаленной стали HRC, 41..44 сверлами диаметром 18,3 мм, длиной 210 мм, оснащенными твердым сплавом BK8. Углы наклона винтовых канавок 20° и 30°. Передние углы 6°, упрочняющие фаски с углами 0 и 5°, задние углы 10°. В опытах изменялись величины скоростей резания и подачи.

В результате проведения опытов установлено, что устойчивость сверл изгибным колебаниям зависит от режимов резания и ориентации колебательной системы инструмента, определяемой, главным образом, углом наклона винтовой канавки и длиной рабочей части сверла.

Таким образом показано, что устойчивость сверла в процессе его эксплуатации определяется его конструктивными особенностями и режимами резания, которые для определения сверла определяют силы, действующие на сверло. Вместе с тем многочисленные исследования и опыт эксплуатации инструментов показывает, что силы резания во многом определяются их геометрией. Влияние геометрических параметров непосредственно через систему нагружения сверла оказывают влияние на его динамическую устойчивость.

Анализ выполненных исследований в области динамической устойчивости показывает, что выбор оптимальной конструкции по жесткости должен сочетаться с соответствующим определением оптимальных геометрических параметров режущей части, и максимальная работоспособность не может определяться просто суммой их отдельных эффектов без рассмотрения в совокупности всех заданных условий работы сверла.

Сверла с улучшенными динамическими характеристиками.

Анализ исследований влияния элементов конструкции спиральных сверл на их динамическую устойчивость показал, что на жесткость и виброустойчивость сверл оказывает влияние главным образом форма и размеры поперечного сечения, угол наклона винтовой канавки, длина рабочей части сверла, конструкция и размеры ленточек.

Различные формы спиральных сверл представлены на рис. 1.2. Однако оценка влияния представленного многообразия форм и их размеров не проводилась. Их использование явилось результатом экспериментального исследования в тех или иных условиях эксплуатации сверл.

Как было показано, многими исследованиями увеличение угла наклона винтовой канавки приводит к увеличению жесткости, что положительно сказывается на работоспособности сверл.

Однако опыт эксплуатации сверл с увеличенными значениями ω ($\omega = 45^\circ$) показывает, что это не всегда повышает их стойкость [17]. Такая противоречивость может быть объяснена влияниями угла ω на ориентацию колебательной системы [16], которая зависит как от ω , так и длины сверла, что в полной мере не изучено. В одинаковой степени это относится и к длине рабочей части сверла.

Особенности конструкции ленточек спиральных сверл показаны на рис. 1 [18].

На рис. 1, а и 1, б приведены конструкции ленточек стандартных сверл. Значения параметров ленточки и их подточки f , f_n , h_2 , l_1 , β и α_1 нормируются стандартами в зависимости от диаметра.

На рис. 1, в показана подточка ленточки сверла с образованием фаски (f_n) шириной ленточки $0,2 \div 0,4$ мм, выполненная по всей длине ленточки. На рис. 1, г ленточка и спинка сверла образованы при помощи двух углов α_1 и α_2 (часто $\alpha_1 = 4 \div 8^\circ$, а $\alpha_2 > 10^\circ$ в зависимости от угла наклона винтовой канавки и ширины пера сверла). Такую конструкцию имеют сверла НПИЛ ($\alpha_1 = 4 \div 6^\circ$, и $\alpha_2 = 10 \div 11^\circ$) [19], [20].

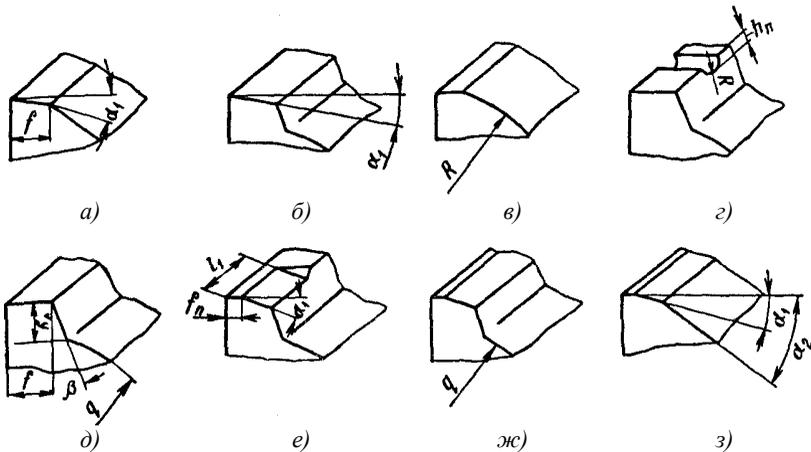


Рис. 1. Конструкция ленточек спирального сверла

На рис. 1, д и 1, е ленточки заточены на остро (без оставления фаски) под углом α_1 , обычно $\alpha_1 = 5 \div 6$, при этом ленточка образована либо при помощи плоскости (рис. 1, д) или переходят плавно на радиусную ленточку (рис. 1, е). На рис. 1, ж ленточка образована за счет со-

торами положен вывод о том, что наиболее напряженными являются центральные участки поперечного сечения сверла, поэтому винтовой канавке в поперечном сечении придана особая форма с усиленной сердцевинной $\alpha_1 = k_1 d$, где d – диаметр сверла, а k_1 рекомендуется выбирать равным: для обработки конструкционных углеродистых легированных сталей и цветных металлов $k = 0,3 \div 0,3$, а для труднообрабатываемых $k = 0,4 \div 0,5$.

В этой конструкции сверла ленточка также отличается от стандартной. Рекомендуется два варианта конструкции ленточек, при этом отмечается, что сверла, выполненной с узкой ленточкой (вариант II), обладают большей стойкостью. Изменен профиль поперечного сечения. Режущая часть сверла выполнена независимо от транспортирующей части, а режущие кромки этого сверла подточены по передней поверхности. Экспериментально установлено, что угол наклона винтовой канавки таких сверл рекомендуется применять в пределах $\omega = 45 \div 55^\circ$. Данная конструкция сверла относится к специальным конструкциям сверл и из-за специальной технологии изготовления, а также недостаточного исследования их области применения не получила широкого использования.

К сверлам специальной конструкции относятся и сверла с уплотняющими ленточками, совмещающие процесс резания и процесс пластического деформирования обработанной поверхности детали. Одна из конструкций таких сверл представлена на рис. 3. Особенностью таких сверл является то, что на всем протяжении вспомогательных режущих кромок у него образованы вспомогательным задних углы α_1 порядка $4 \div 6^\circ$. Для направления же сверла при работе и пластического деформирования поверхности отверстий предусмотрены дополнительные ленточки, расположенные на определенном расстоянии от вспомогательных режущих кромок. Диаметр уплотняющих ленточек имеет превышение $\Delta \geq 0$ над вспомогательными режущими кромками. Значение Δ определяется условиями эксплуатации.

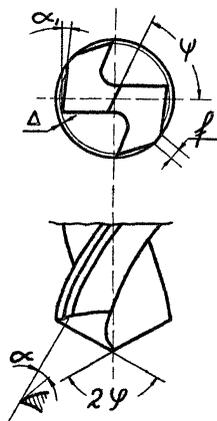


Рис. 3. Сверло с уплотняющими ленточками

Испытания таких сверл показали как значительное повышение стойкости, так и снижение шероховатости обработанной поверхности.

Вместе с тем, их применение в условиях различного производства не всегда подтверждает положительный эффект, что объясняется недостаточной изученностью как процесса обработки, так и области их рационального применения. Наряду с усложнением технологического процесса образования уплотняющих ленточек эти причины сдерживают их распространение.

К сверлам повышенной жесткости относятся и четырехленточные сверла, показанные на рис. 4 [35]. Четырехленточные сверла повышенной жесткости отличаются от обычных сверл наличием четырех направляющих ленточек и утолщенной в 1,5÷2 раза сердцевинной сверла. Вследствие этого сверло имеет большую жесткость и устойчивость при сверлении глубоких отверстий. Большая жесткость сверла и хорошее направление значительно уменьшают непрямолинейность обработанного отверстия. Поэтому четырехленточные сверла применяются для обработки точных отверстий $d < 5$ мм, где требуются повышенные требования к прямолинейности.

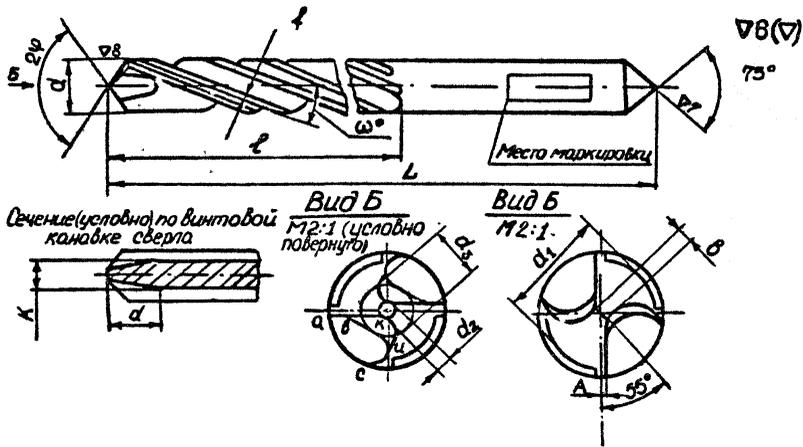


Рис. 4. Сверло четырехленточное повышенной жесткости

Вывод. Анализ исследований в области динамической устойчивости сверл и основных направлений повышения их динамической устойчивости показывает, что степень деформации, возникающей при сверлении, определяется системой сил, действующих на инструмент и их значениями. Без рассмотрения этой системы, методов расчета силовых характеристик при сверлении и определения их значений при обработке оценка их динамической устойчивости той или иной конструкции сверла и рациональной области применения не возможны.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Александров А.Я., Алексеев Н.В., Дитман А.О. Жимс В.И. и др. Исследование напряжений и деформаций в спиральных сверлах // Прогрессивные конструкции сверл и их рациональная эксплуатация. – М., 1974. – 39 с.
2. Левин В.И. Некоторые закономерности формоустойчивости сверл и их радиальная эксплуатация. – М., 1974. – 8 с.
3. Олейников И.И., Шатерин М.А. О радиальной податливости спиральных сверл // Прогрессивные конструкции сверл и их рациональная эксплуатация. – 1974. – 14 с.
4. Алексеев Н.В. К решению задачи кручения спиральных сверл // Материалы научно-технической конференции, посвященной десятилетию Вильнюсского з-да сверл. – Вильнюс, 1967. – 22 с.
5. Остафьев В.А., Держук В.А. Вопросы улучшения технологических характеристик четырех ленточных сверл малых диаметров повышенной жесткости.

6. Холмогорцев Ю.П. Оптимизация процессов обработки отверстий. – М.: Машиностроение, 104. – 128 с.
7. Бурмистров Е.В., Маркушин Е.М., Тарасов А.В. Крутильные колебания и их влияние на стойкость сверл малых диаметров при обработке жаропрочных и титановых сплавов // Прогрессивные конструкции сверл и их рациональная эксплуатация. – Вильнюс, 1974. – 13 с.
8. Титов Г.Н. Прочность металлорежущих инструментов. – М.: Машгиз, 1947. – 297 с.
9. Третьяков И.П. Проблема прочности металлорежущего инструмента и некоторые пути ее резания. – М.: Знание, 1953. – 31 с.
10. Прибылов Б.П., Авдеев Ю.З., Саидкаримов У.С. Новые формулы для расчета прочности сверл на кручение // Разработка методов расчета сверл на прочность. – М.: ВНИИ, 1965. – 107 с.
11. Дитмон А.О., Алексеев Н.В. Определение геометрических характеристик жесткости при кручении и изгибе сверла методом электромагнитного моделирования // Прогрессивные конструкции сверл и их рациональная эксплуатация. – Вильнюс, 1974. – 37 с.
12. Денисенко В.И. Жесткость спиральных сверл и их эксплуатационные характеристики. – Вильнюс, 1974. – 14 с.
13. Sandro Spiriti. Determinazione della deviazione e della freccia punta eleccoidale // Machine. – 1957. – № 5.
14. Синельщиков А.К., Харчумас З.П. О поперечном изгибе спиральных сверл // Станкостроение Литвы. – Вильнюс: Минтис, 1972. – № 5.
15. Дриц В.Д., Синельщиков А.К. Анализ поперечных перемещений вершины сверла при врезании. – М., 1974. – 10 с.
16. Холмогорцев Ю.П. Оптимизация процессов обработки отверстий // М.: Машиностроение, 1984. – С. 104–128.
17. Турманидзе Р.С., Адамец Д.Р., Амиридзе М.И., Жилис В.И. Влияние механических свойств твердого сплава и угла наклона винтовой канавки на износостойкость мелкогабаритных спиральных сверл при обработке печатных плат // Резание и инструмент в технологических системах. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – С. 167–174.
18. Жиме В.И. Конструкции специальных спиральных сверл, применяемых в СССР // Сборник материалов Всесоюзного совещания по спиральным сверлам. Серия С1. – М., 1966. – С. 135–146.
19. Яшин Г.Г. Стружколомающее сверло новой конструкции. –

- Куйбышев: Книжное изд-во, 1962. – 21 с.
20. *Резников А.Н., Яшин Г.Г.* Спиральные сверла НПИЛ // Сборник материалов Всесоюзного совещания по спиральным сверлам. – М., 1966. – С. 23–38.
 21. *Родин П.Р., Одинцов С.И.* Сверла с уплотняющими ленточками // Технологии и организация производства. – К.: УкрНИИ ИТИ, 1971.
 22. *Родин П.Р., Одинцов С.И.* Сверла с уплотняющими ленточками // Прогрессивные конструкции сверл и их рациональная эксплуатация. – Вильнюс, 1974. – 16 с.
 23. *Остафьев В.А., Пономаренко А.И.* Обработка точных отверстий в приборостроении. – К.: Техника, 1972. – 137 с.
 24. *Бобров В.Ф.* Основы теории резания металлов. – М.: Машгиз, 1975. – 343 с.

РАВСКАЯ Наталья Сергеевна – доктор технических наук, профессор, заведующая кафедрой инструментального производства Национального технического университета Украины “КПИ”.

Научные интересы:

– проектирование инструмента.

МЕЛЬНИЧУК Людмила Степановна – доцент Житомирского государственного технологического университета.

Научные интересы:

– резание материалов.

Подано 21.09.2005