

О. С. КРОЛЬ, канд. техн. наук, доц., Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, Луганск;

В. В. ЖУРАВЛЕВ, студент, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, Луганск

3D-МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТЫ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА С ШЕСТИШПИНДЕЛЬНОЙ РЕВОЛЬВЕРНОЙ ГОЛОВКОЙ

Построены 3D-модели специализированного вертикального фрезерно-сверлильного станка второго типоразмера модели СФ16МФЗ в интегрированной САПР КОМПАС-3D и проведено комплексное исследование напряженно-деформированного состояния деталей привода главного движения и револьверной головки в модулях APM SHAFT, APM BEAR и APM STRUCTURE 3D.

Ключевые слова: 3D-модель, станок, шпиндель, жесткость, опора, САПР

Введение. По конструкции металлорежущие станки (МРС) с ЧПУ существенно отличаются от МРС универсальных наличием, как специфических узлов, так и принципом их построения, суть которого состоит в отсутствии "жестких" кинематических связей между узлами станка, обеспечивающих кинематику формообразования [1]. Эта особенность МРС с ЧПУ связана с построением таких механизмов, как механизмы смены инструмента и заготовок. Альтернативой таких механизмов могут стать многошпиндельные револьверные головки специализированных фрезерных станков с ЧПУ.

Повышение уровня сложности проектов в станкостроении, создание конкурентноспособных конструкций предполагает широкое использование различных систем автоматизированного проектирования. В технологии процесса проектирования важное значение приобретают процедуры построения 3D-моделей и параметрических представлений деталей и сборочных единиц. В современных системах автоматизированного проектирования «среднего» и «тяжёлого» класса наличие параметрической модели заложено в идеологию самих САПР. Существование параметрического описания объекта является базой для всего процесса проектирования [2]. Практически у всех систем, таких как Autodesk Mechanical Desktop, Unigraphics, CATIA, I-DEAS и т.д., используется один параметризатор английской фирмы D-CUBED.

Эффективные редакторы 3D-моделирования внедряются в практику станкостроения. В последнее время прогрессирует интегрированная САПР КОМПАС 3D, оснащенная собственным параметризатором. [3].

Наряду с геометрическим моделированием необходимо проведение всестороннего инженерного анализа проектируемого объекта с использованием инструментов САЕ-анализа, а также осуществление комплекса расчетов по критериям прочности и жесткости. Нужны программы дающие представления о напряженно-деформированном состоянии формообразующих деталей и узлов станка. Такой программный комплекс представляет известная CAD/CAE система APM WinMachine [4].

Начиная с версии КОМПАС 3D v.13 в ее состав интегрирован модуль АРМ FEM, являются составной частью единой среды проектирования и анализа с использованием ассоциативной геометрической модели, единой библиотеки материалов и общего с КОМПАС-3D интерфейса [5].

Эффективность процесса создания металлорежущих станков зависит от уровня качества формообразующих узлов [6, 7]. Шпиндельный узел (ШУ) являющийся исполнительным органом несущей системы станка, оказывает решающее влияние на жесткость, виброустойчивость и производительность станка в целом [8, 9]. Оценка точности шпиндельного узла осуществляется с учетом той части, которую вносит ШУ в суммарную погрешность обработки. Эти исследования показали, что в формировании показателей точности взаимного расположения поверхностей и точности формы влияние шпиндельного узла составляет соответственно 50 ...80% и 60 ...90 в общем распределении точности станка.

Цель работы. Целью данной работы является совершенствование процесса проектирования привода главного движения специализированного фрезерного станка с ЧПУ за счет использования инструментария 3D-моделирования и параметризации конструкции.

Обсуждение результатов. В качестве объекта исследования рассматривается специализированный вертикальный фрезерно-сверлильный станок второго типоразмера модели СФ16МФ3, который используется в условиях мелкосерийного и серийного производства и предназначен для многооперационной обработки изделий сложного профиля из сталей, чугуна, легких и цветных металлов. Станок оснащен устройством автоматической смены инструмента, которая осуществляется путем поворота шестишпиндельной револьверной головки в нужную позицию по программе.

Для анализа работоспособности конструкции, выбора оптимального варианта проекта и его исследования методом конечных элементов создана 3D-модель станка СФ16МФ3 с шестишпиндельной револьверной головкой (рис.1) в САПР КОМПАС-3D [3].

Эта система автоматизированного проектирования, разработанная группой компаний АСКОН, позволяет реализовать технологию коллективного сквозного 3D-проектирования изделий различного назначения. С ее помощью конструктор может проводить весь спектр необходимых работ от первоначальной трехмерной подготовки своей идеи и детального моделирования конечного изделия до автоматического создания документации и чертежей. Начиная с версии КОМПАС-3D V.13 и выше появляется возможность исследования напряженно-деформированного состояния с помощью интегрированного модуля АРМ FEM, а также осуществлять технологическую подготовку производства и подготовку управляющих программ для станков с ЧПУ.

Разработанный проект в виде 3D-модели станка принимает участие в XII международном конкурсе будущих асов компьютерного 3D-моделирования 2014, проводимым группой компаний АСКОН. Проект включает 791 3D-моделей деталей и 73 сборочных единиц различных узлов и агрегатов станка (рис. 1).

В процессе создания данной модели использованы новейшие

функциональные возможности САПР КОМПАС и специализированных приложений. При разработке таких сложных деталей как корпус станины с коробкой скоростей и корпус шестишпиндельной револьверной головки нашли применения специализированные прикладные библиотеки САПР, что значительно усовершенствовало процесс геометрического моделирования. Использование модуля фотореалистического изображения Artisan Rendering встроенного в КОМПАС формирует соответствующий дизайн и представление о конструкции станка.

Станина станка является базовым узлом, на котором монтируются узлы и механизмы станка. Жесткая конструкция станины достигается за счет развитого основания и большого числа ребер. В верхней части корпуса станины смонтирована коробка скоростей с соответствующим механизмом переключения скоростей (рис. 2, а) и механизм вращения револьверной головкой (рис. 2, б)

Основным формообразующим узлом является шестишпиндельная револьверная головка (рис. 3, а), которая представляет собой чугунный корпус, в радиальных расточках которого закрепляется шесть шпиндельных узлов (рис. 3, б).

Шестишпиндельная револьверная головка является альтернативой достаточно дорогостоящему инструментальному магазину со своим приводом. Это справедливо в случае обработки определенной номенклатуры корпусных изделий. Выбор инструмента осуществляется с помощью специальных кулачков, а поворот головки реализуется посредством зубчатого зацепления с использованием гидродвигателя. При работе станка подвижная часть револьверной головки фиксируется пакетом тарельчатых пружин с постоянным усилием 20580 Н.

В данной работе реализована процедура построения формирования 3D-моделей инструментальной оснастки: для фрезерования (рис. 4, а), развертывания (рис. 4, б), сверления (рис. 4, в), резьбонарезания (рис. 4, г) и других.

Формообразующий шпиндельный узел представляет двухопорную

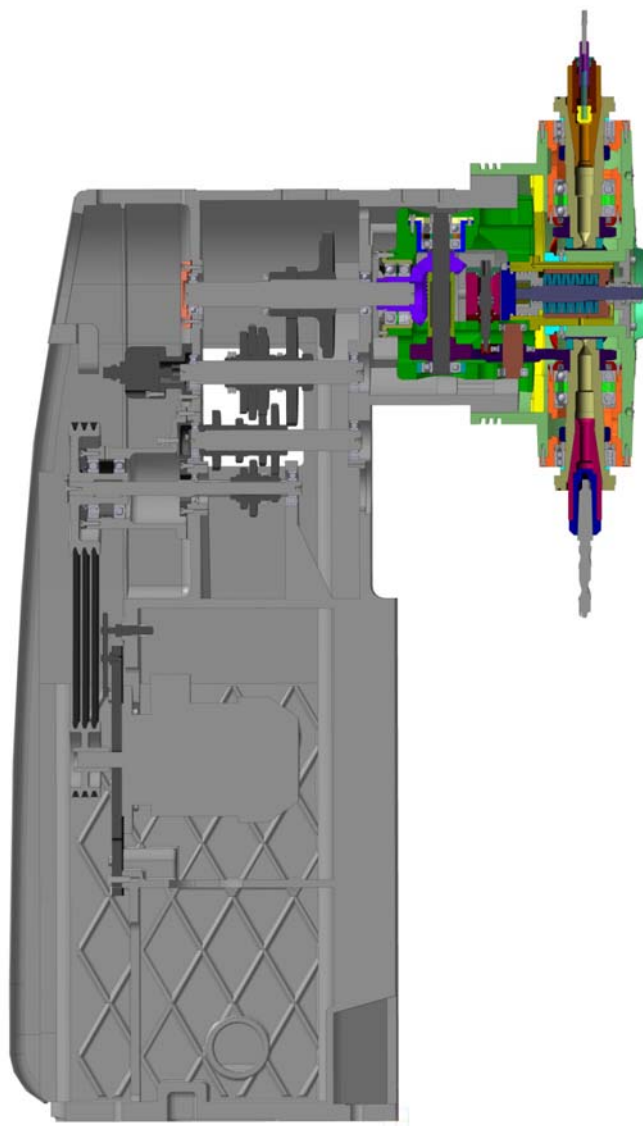


Рис. 1 – 3D-модель станка СФ16МФ3 в системе КОМПАС-3D

конструкцию [10]. В процессе исследования построена твердотельная модель

шпиндельного узла головки (рис. 5). В передней опоре шпинделя

установлен высокоточный радиально-упорный двухрядный конический роликовый подшипник, который воспринимает радиальные и двухсторонние осевые нагрузки и характеризуется допустимой

радиальной нагрузкой в 1,7 раза выше, чем у соответствующего однорядного подшипника. Кроме этого, они обеспечивают повышенную жесткость опоры. В задней опоре установлены сдвоенные радиально-упорные шарикоподшипники, которые воспринимают радиальные комбинированные и двусторонние осевые нагрузки, что в свою очередь позволяет применять их в плавающих опорах без фиксирования наружных колец в осевом направлении. Поэтому их эффективно использовать в узлах с большими осевыми усилиями при относительно высоких частотах вращения.

При монтаже задней опоры выбрано Х-образное соединение радиально-упорных шарикоподшипников («лицевыми» сторонами) с использованием предварительного натяга в виде проставочных колец разной ширины. Регулировка колец позволяет уменьшить избыточный нагрев опор. При этом следует увеличить ширину проставочной втулки между внутренними кольцами подшипника (заменить ее) либо уменьшить на величину перешлифовки ширину проставочной втулки между наружными кольцами. В практике станкостроения величина перешлифовки зависит от диаметра отверстия подшипника. Для внутреннего диаметра в диапазоне от 70 до 100 мм – величина перешлифовки составляет порядка 6 мкм.

Комплексное исследование привода главного движения эффективно осуществить в интегрированной САПР APM WinMachine, разработанной в научно-техническом центре НТЦ АПМ [4]. Система предназначена для автоматизированного расчета и проектирования механического оборудования и

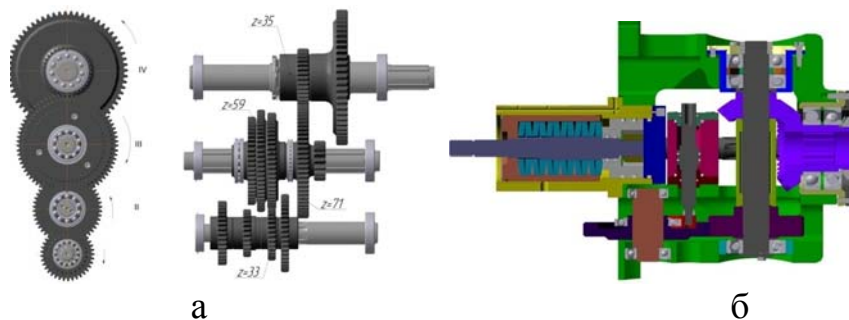


Рис. 2 – Модели узлов станка: а – коробка скоростей; б – механизм вращения

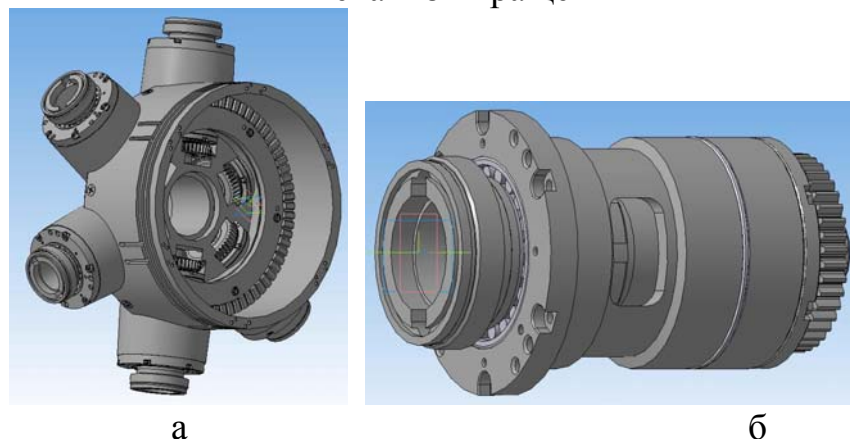


Рис. 3 – 3D-модели формообразующих узлов: а – шестишпindleльная револьверная головка; б – шпиндельный узел

конструкций в области машиностроения, разработанная с учетом последних достижений в вычислительной математике, области численных методов и программирования, а также теоретических и экспериментальных инженерных решений. Система построена по модульному принципу и позволяет провести инженерные расчеты шкивов, валов, зубчатых колес, подшипников и других деталей привода станка.

Особенностью модуля APM GRAPH является наличие встроенного параметризатора, обеспечивающего увеличение производительности, с одной стороны и повышение качества принимаемых проектных решений - с другой. В современных системах «среднего» и «тяжёлого» класса наличие параметрической модели заложено в идеологию самих САПР. Существование параметрического описания объекта является базой для всего процесса проектирования [11]. Параметрическая модель представляет собой последовательность чертежных команд с указанными параметрами. Параметры задаются либо численно, либо через математические выражения.

С помощью средств параметризации реализовано построение параметрической модели ступенчатого вала [12], на каждой ступени которого формируется аналитические выражения с помощью синтаксиса системы САПР APM WinMachine.

Такие выражения и их графическая интерпретация для ступеней, на которых монтируются опоры и блоки зубчатых колес представлены на рис. 6, а, б.

На входной ступени вала станка СФ16МФЗ (первая ступень под открытую передачу), на который монтируется шкив ременной передачи, окружное закрепление шкива ременной передачи осуществляется посадками, шпоночным соединением и соединениями с натягом.

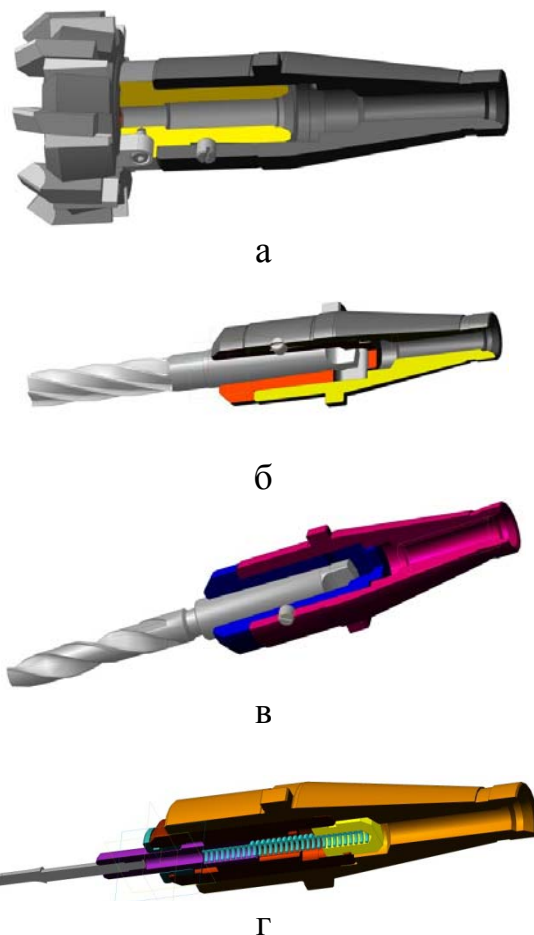


Рис. 4. – Инструментальная оснастка:
а – фрезерная оправка; б оправка с разверткой; в - сверлильная оправка; г - оправка для резьбонарезания

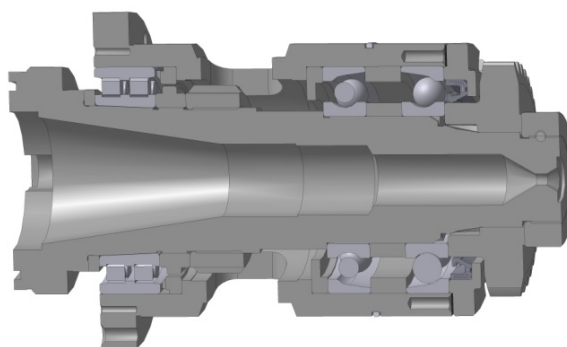


Рис. 5. – 3D-модель шпиндельного узла станка СФ16МФЗ

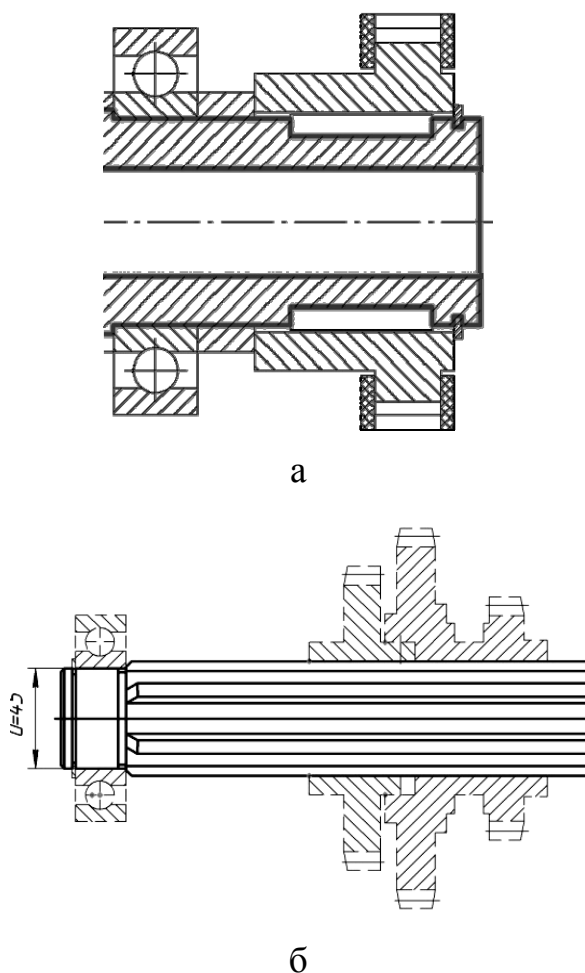


Рис. 6 – Формирование моделей ступеней вала:

а – ступень под опору

$$d22 = (d1 + 2 \cdot t) / 5$$

$$d21 = \text{abs}(\text{floor}(d22) - d22)$$

$$d2 = (\text{floor}(d22) \cdot 5) \cdot (d21 \geq .01 \& d21 < .5) + (\text{ceil}(d22) \cdot 5) \cdot (d21 \geq .5 \& d21 < .99);$$

б – ступень под блок зубчатых колес

$$b3 = 8 \cdot (l3 > 4 \& l3 \leq 8) + 10 \cdot (l3 > 8 \& l3 \leq 10)$$

$$t3 = 3.5 \cdot (d3 > 17 \& d3 < 24) + 4 \cdot (d3 \geq 24 \& d3 < 30).$$

В окне команд вызов определенного варианта осевой фиксации осуществляется за счет формирования условия выполнения команды. При построении параметрической модели переходного участка между двумя ступенями вала следует учитывать ряд соотношений между диаметрными размерами ступеней и параметрами переходных участков.

Аналогичным путем формируются параметрические модели шкивов [13] и зубчатых колес [12].

Рассмотрим решение задачи расчета валов коробки скоростей в среде специализированного модуля APM SHAFT [11], который позволяет выполнить весь цикл проектирования валов и осей, начиная от разработки конструкции и

Осевая фиксация шкива на валу может выполняться одним из следующих способов:

а) силами трения, возникающими в посадках с большим натягом;

б) установочным винтом с цилиндрическим концом, для которого на валу выполняется цилиндрическое гнездо; при этом на поверхности ступицы шкива протачивают узкую канавку для предотвращения от самопроизвольного вывинчивания; планкой, входящей в поперечный паз, выполненный в шпонке;

в) пружинными упорными кольцами.

Наличие двух параметрических моделей вала и шкива ременной передачи позволяет эффективно решать конструкторские проблемы монтажа этих деталей и их осевой фиксации. Как известно, при малых расчетных диаметрах ведомого шкива $d_{p2} \leq 100$ мм используется монолитная конструкция шкива (рис.7, а).

Предпочтительным способом осевой фиксации при этом является применение гаек с шлицевыми пазами (рис. 7, б). В этом случае возникает необходимость в добавлении еще одной ступени вала с резьбой (рис. 7, а). Различные варианты осевой фиксации реализуются в параметрической модели за счет выбора конструкции ступицы шкива по критерию отношения длины ступицы к диаметру – удлиненная ступица в первом случае, в противном случае – укороченная.

заканчивая
статическим и
динамическим
расчетом. В этом
модуле
деформированное
состояние вала
описывается методом
Мора, а раскрытие
статической
неопределимости
осуществляется
методом сил.

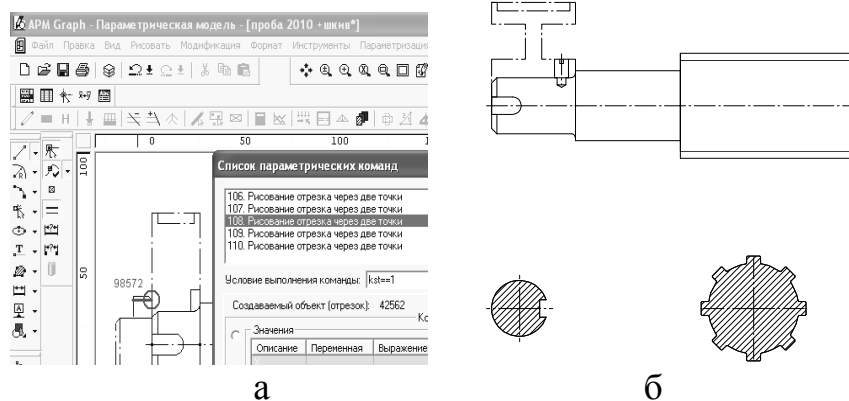


Рис.7. – Осовая фиксация шкива: а – монолитная конструкция; б – дисковая конструкция

Для оценки жесткости и прочности разработана конструктивная и расчетная схемы выходного вала и построены эпюры моментов (рис.8, а) перемещений (рис.8, в; г), углов поворота (рис.8, б), напряжений (рис.8, д) и коэффициентов запаса по усталостной прочности (рис. 8, е) для двух вариантов представления опор – жесткой шарнирной опоры и упругой опоры.

Анализ перемещений и углов поворота в различных сечениях вала на жестких шарнирных опорах показывают, что их значения находятся в пределах допустимых: $[\theta] = 0,029^0$; $[y] = 0,1276$.

$$\Theta_{\max} = 0,0118^0 < [\theta]; y_{\max} = 0,032 \text{ мм} < [y].$$

Шпиндельные узлы как конечные звенья привода главного движения станка оцениваются по комплексу критериев: нагрузочная способность, точность, жесткость и надежность. Известен ряд работ [14, 15], которые используют приближенные и уточненные методы расчета, основанные, в основном, на использовании алгоритмов матричного исчисления и численных методов начальных параметров. При этом самое распространенное представление шпиндельного узла рассматривает его как линейно-деформированную систему, в которой перемещение узлов шпинделя выражается в виде линейной функции прилагаемых сил, не позволяет решить комплексно эту задачу. Усложнение расчетов шпиндельных узлов на жесткость и сопротивление пластическим деформациям с учетом распределения и режимов изменения напряжений и перемещений, требует применения развитых систем автоматизированного проектирования.

Одним из эффективных средств решения трудоемких проектных заданий по созданию оптимальных машиностроительных конструкций есть модуль ARM Structure 3D [11]. Этот модуль предназначен для анализа упруго деформированного состоянию произвольных трехмерных машиностроительных конструкций, которые состоят из стержневых, пластинчатых, оболочковых и объемных элементов в их произвольной комбинации. Расчет выполняется численным методом - методом конечных элементов (МКЭ) и позволяет рассчитывать величины напряжений и деформаций в любой точке конструкции с учетом собственного веса каждого из элементов и с учетом концентраторов напряжений.

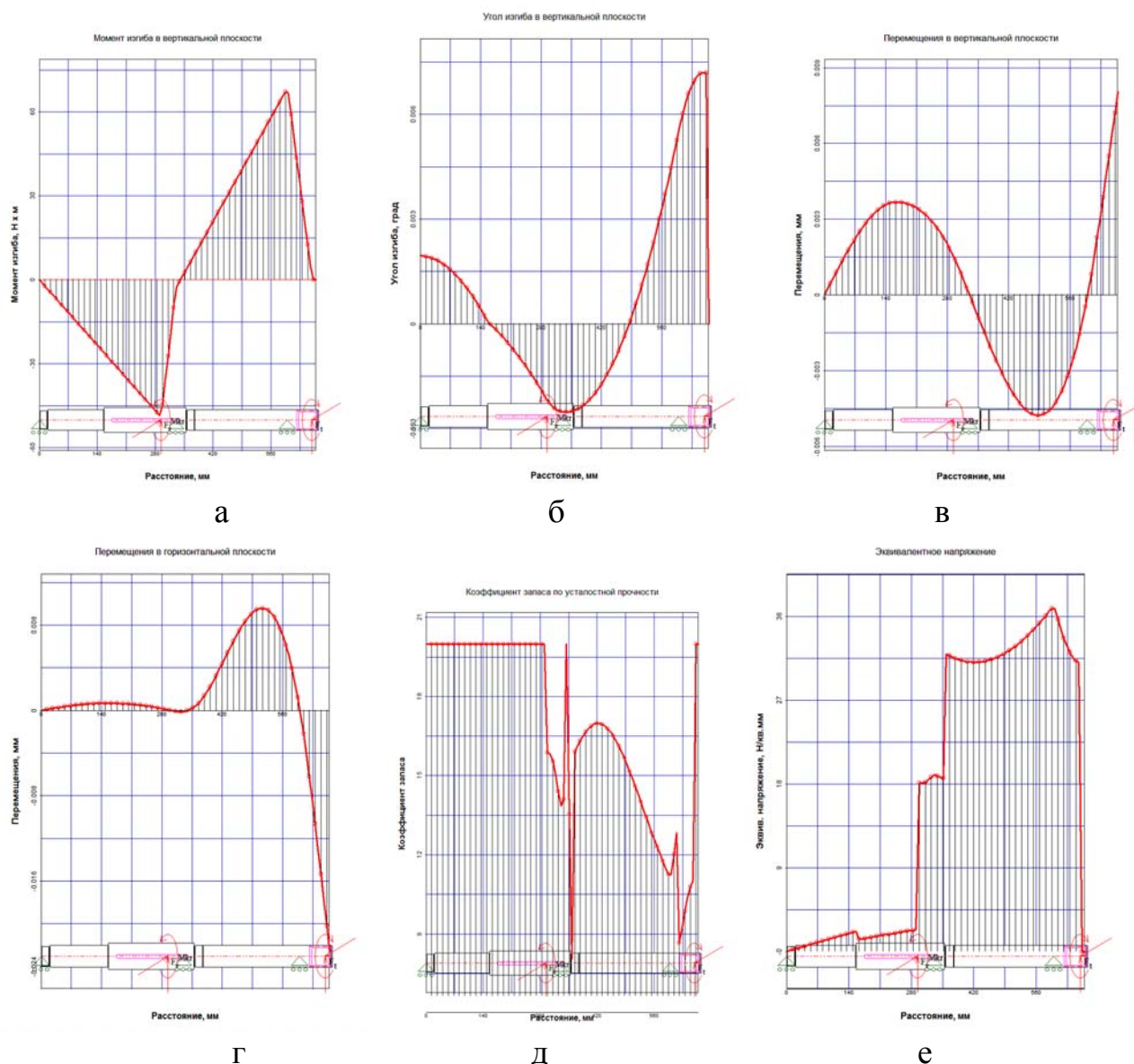


Рис. 8 – Результаты расчета выходного вала: а – момент изгиба; б – угол изгиба; в – перемещений в вертикальной плоскости; г - перемещений в горизонтальной плоскости; д – коэффициент запаса по усталостной прочности; е – эквивалентных напряжений

Определение неизвестных силовых факторов в каждом из узлов и внутренних силовых факторов в пределах каждого конечного элемента обеспечивает информацию для расчета шлицевых, резьбовых и других соединений.

Рассмотрим задачу моделирования вертикального шпинделя привода главного движения фрезерного станка модели СФ16МФ3. В процессе моделирования в среде APM Structure 3D создается «проволочная» модель конструкции (рис. 9),

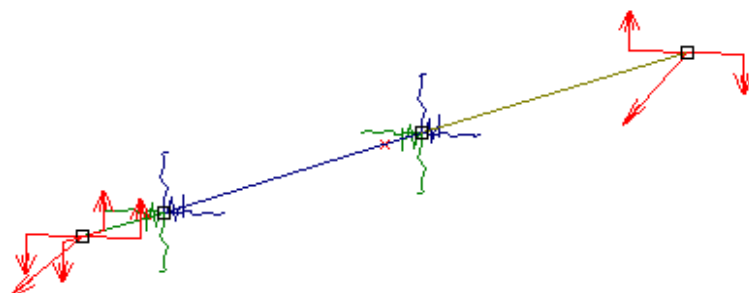


Рис. 9 – Проволочная модель шпинделя

в которой каждый стержень изображен в виде линии, которая располагается по центру веса будущего пересечения.

Каждый стержень имеет конкретные размеры и соединяется с помощью узлов с другими стержнями конструкции шпинделя, твердотельная и каркасная модель которого изображена на рис 10, а; б.

Для проведения расчета этой конструкции необходимо дополнительно задать: поперечные сечения

каждому из стержней (рис. 11); опоры для созданной конструкции, которые определяют ее положение в пространстве; внешние нагрузки, которые действуют на конструкцию (включая собственный вес ее элементов); параметры материала элементов конструкции.

Расчет в среде APM Structure 3D позволяет оценить полную картину напряженно-деформированного состояния вала в любом его сечении, включая оценку нагрузок, силовые факторы и др., представленные в табл. 1 – табл.6.

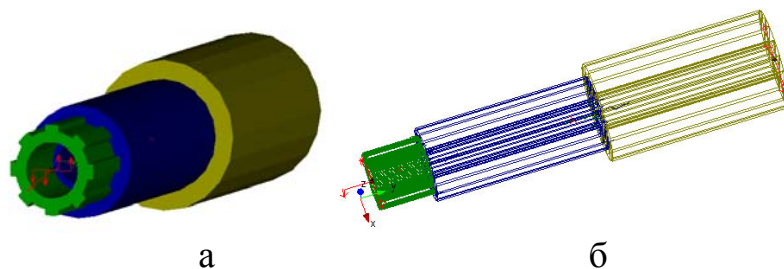


Рис. 10 – Модели шпинделя в APM Structure 3D: а – твердотельная; б – каркасная

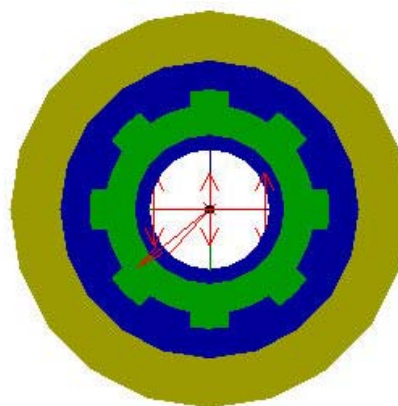


Рис. 11 – Поперечные сечения шпинделя

Таблица 1 – Нагрузки в узлах: (Нагрузка 0)

N	Тип	Номер узла	Проекции			Модуль
			на x	на y	на z	
0	сила , Н	0	-6442.00	0.00	-5187.00	8270.69
1	сила , Н	3	-2355.00	0.00	-2616.00	3519.87

Таблица 2 – Перемещения в узлах: (Нагрузка 0)

N	Линейное перемещение [мм]			Угловое перемещение [Град]		
	x	y	z	x	y	z
0	-0.0707	6.56e-038	-0.0576	0.0251	-0.0454	-0.0297
1	-0.0504	6.56e-038	-0.0412	0.0135	-0.00234	-0.0182
2	-0.0226	2.54e-037	-0.0219	-0.000167	0.00946	-0.00135
3	-0.0254	3.1e-021	-0.0293	-0.00428	0.0191	0.00236

Таблица 3 – Индекс стержня 0 (Rod 0)

Узел	Сила [Н]			Момент [Н*м]		
	Fx (осевая)	Fy	Fz	Mx кручение	My	Mz
0	-0.00	5187.00	6442.00	347.00	0.00	-29.00
1	-0.00	5187.00	6442.00	347.00	-289.89	-262.41

Таблица 4 – Индекс стержня 1 (Rod 1)

Узел	Сила [Н]			Момент [Н*м]		
	Fx (осьовая)	Fy	Fz	Mx (крутиння)	My	Mz
1	0.00	1485.91	1894.83	138.92	-121.73	-102.34
2	0.00	1485.91	1894.83	138.92	-390.79	-313.34

Таблица 5 – Индекс стержня 2 (Rod 2)

Узел	Сила [Н]			Момент [Н*м]		
	Fx осевая	Fy	Fz	Mx кручение	My	Mz
2	-0.00	-2616.00	-2355.00	347.00	-346.18	-384.55
3	-0.00	-2616.00	-2355.00	347.00	0.00	-0.00

Общая масса конструкции 7.89 кг;

Максимальное перемещение 0.09 мм (Rod 0) (Нагружение 0).

Таблица 6 – Напряжение в стержне (макс.) [МПа] (Нагружение 0)

N	Обозначение	Узлы	Экв. напряжение
0	Rod 0	0,1	124
1	Rod 1	1,2	24.7
2	Rod 2	2,3	12.2

Максимальное напряжение 123.6 МПа (Rod 0) (Нагружение 0)

Инструментарий модуля APM Structure 3D позволяет выполнить комплексный расчет шпинделя станка СФ16МФЗ. На рис. 12 изображенные эпюры моментов изгиба (рис. 12, а) и поперечных сил (рис.12, б) Упруго - деформированное состояние в произвольном сечении шпинделя позволяет определить метод конечных

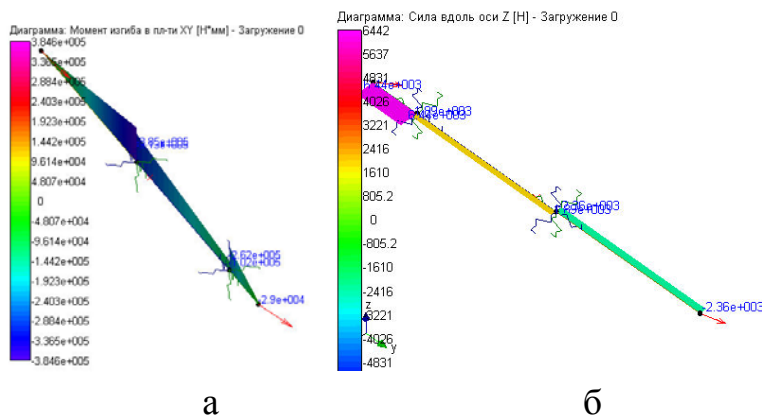


Рис.12 – Результаты прочностного расчета: а – эпюры изгибающих моментов; б – эпюры поперечных сил

элементов (МКЕ). С помощью метода МКЕ построены поля напряжений и поля перемещений шпинделя (рис. 13, а, б, в)

Анализ полученных результатов позволяет выбрать наилучшие конструктивные решения, работая с разными нагрузками и их комбинациями. При этом, появляется возможность проектировать конструкции близкие к равнопрочным по критериям прочности, жесткости, и виброустойчивости.

Комплексный расчет роликового двухрядного радиального подшипника 3182116 ГОСТ 7634-75) осуществим в модуле APM Bear [11]. В этом модуле реализован новый подход к расчету подшипников, в котором учитывается существенно статистическая природа процессов, вызванная наличием погрешности формы поверхностей в реальном контакте между телами качения и дорожками качения. Амплитуда этих погрешностей сопоставима с величиной контактных перемещений, что делает, в этом случае, непригодными классические методы решения контактной задачи.

В APM Bear рассчитывается выборочная реализация контактных перемещений подшипника, состоящая из 100 элементов. Используя эту реализацию можно определить средние значения перемещений и жесткости, их дисперсии, максимальные, минимальные и наиболее частые значения, форму полей рассеивания и т.д.

В результате выполнения комплексных расчетов получены значения расчетных параметров передней опоры шпинделя на наиболее нагруженном роликовом двухрядном подшипнике 3182116 ГОСТ 7634-75 (рис. 14, а), распределение нормальных сил для одного из вариантов (итерация № 3) виртуального положения центра подшипника (рис. 14, б), гистограмму радиальных биений (рис. 14, в) и поле комбинированных осевых и радиальных биений (рис. 14, г).

Согласно расчетам, перемещения в передней опоре (при фиксированной жесткости $j = 98000$ Н/мм) приближаются к допустимым значениям. Вместе с тем, наличие деталей, обеспечивающих осевую фиксацию (распорные втулки, кольца) повышают жесткость шпиндельного устройства, что позволяет считать рассматриваемый вариант конструкции удовлетворяющим критерию жесткости.

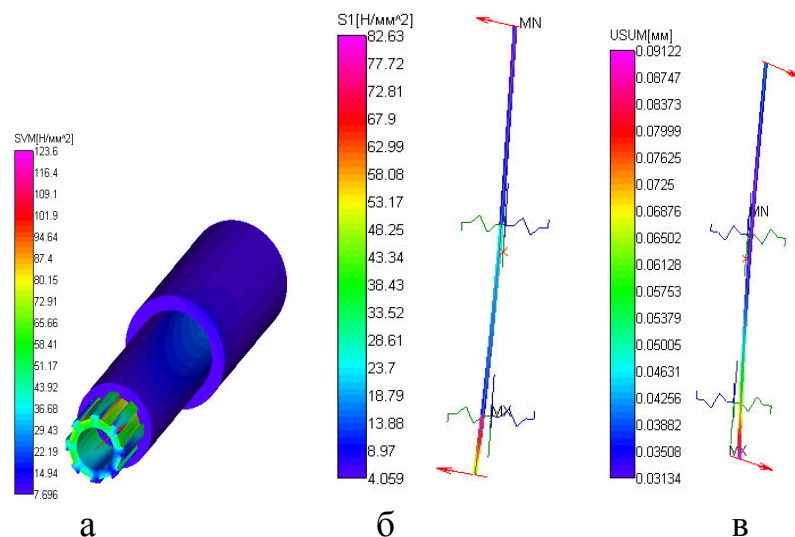
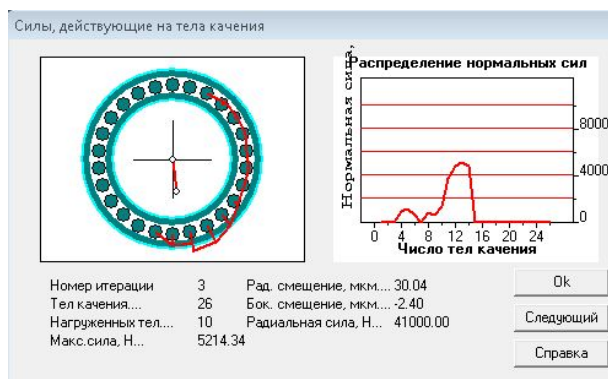


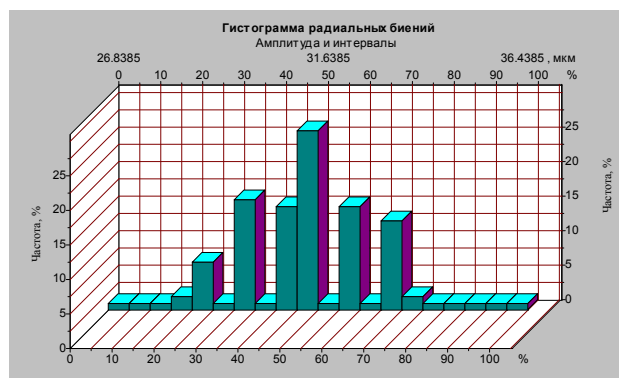
Рис. 13 – Выходные характеристики шпинделя: а - поля эквивалентных напряжений; б - поля главных напряжений; в - поля перемещений

Средняя долговечность	2511	час
Максимальное контактное напряжение	1285	МПа
Выделение тепла	59628	Дж/час
Динамическая грузоподъемность	127831	Н
Радиальные биения	31.478	мкм
Боковые биения	0.216	мкм
Момент трения	0.989	Н × м
Потери мощности	16.564	Вт

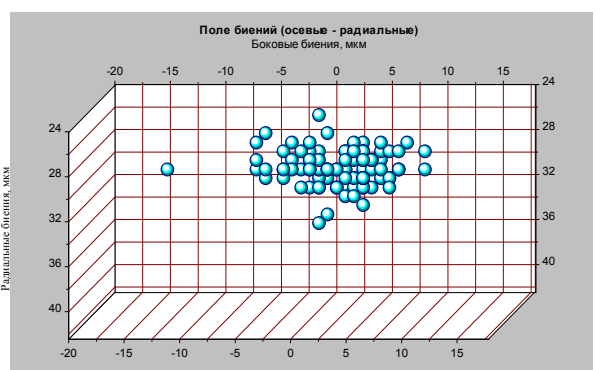
а



б



в



г

Рис. 14 – Результаты расчета передней опоры шпинделя: а – расчетные параметры; б – распределение нормальных сил; в – гистограмма радиальных биений; г - поле биений (осевые-радиальные)

Выводы

1. Проведено комплексное исследование конструкции специализированного вертикального фрезерно-сверлильного станка второго типоразмера модели СФ16МФ3 с использованием геометрического моделирования в САПР КОМПАС и инженерного анализа проектируемого объекта с использованием модулей САПР APM WinMachine.

2. Построена 3D - модель станка и его формообразующих узлов в системе КОМПАС-3D, дающая реальное представление о конструкции и являющаяся основой для проектных расчетов и исследования работоспособности станка.

3. Выполнен всесторонний анализ напряженно – деформированного состояния шпинделя станка в модуле APM STRUCTURE-3D методом конечных элементов. Построены поля эквивалентных напряжений и перемещений в различных сечениях проектируемого объекта, что дает возможность проводить экспресс – анализ конструкции по критериям прочности и жесткости.

Список литературы: 1. Таратынов, О. В. Проектирование и расчет металлорежущих станков на ЭВМ: Учебное пособие для вузов [Текст] / О. В. Таратынов, О. И. Аверьянов, В. В. Клепиков и др. – М.: МГИУ, 2002. – 384 с. 2. Ли, К. Основы САПР (CAD/CAM/CAE) [Текст] / К. Ли. – СПб:

Питер, 2004. – 560 с. **3. Ганин, Н. В.** Трехмерное проектирование в КОМПАС-3D [Текст] / Н. В. Ганин. – М.: ДМК, 2012. – 776 с. **4. Шелофаст, В. В.** Основы проектирования машин [Текст] / В. В. Шелофаст – М.: АПМ, 2005. – 472 с. **5. Магомедов, А.** Интегрированный конечно-элементный анализ в КОМПАС-3D/ А. Магомедов, А. Алехин // CAD/CAM/CAE observer/ – 2010/ – #8(60)/ – С. 1-5. **6. Бушуев, В. В.** Основы конструирования станков [Текст] / В. В. Бушуев. – М.: Станкин, 1992. – 520 с. **7. Проников, А. С.** Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Справочник-учебник в 3-х т. Т.1. Проектирование станков [Текст] / А. С. Проников, В. В. Бушуев, В. Э. Пуш и др. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994. – 444 с. **8. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов / Под ред. В.Э.Пуша.** – М.: Машиностроение. – 1986. – 586 с. **9. Пуш, А. В.** Шпиндельные узлы. Качество и надежность [Текст] / А. В. Пуш. – М.: Машиностроение, 1992. – 288 с. **10. Krol, O.** Modeling of spindle for turret of the specialized tool type SF16MF3 [Text] / O. Krol, V. Zhyravlev // TEKA Commisionof Motorization and Energetic in Agriculture. –Vol.13. – № 4. – Lublin, Poland. - P. 134 – 142. **11. Замрий, А. А.** Практический учебный курс CAD/CAE APM WinMachine. Учебно-методическое пособие. [Текст] / А.А. Замрий – М.: Изд-во АПМ, 2007. – 144 с. **12. Кроль, О. С.** Параметрическое моделирование металлорежущих станков и инструментов: монография [Текст] / О. С. Кроль. – Луганск: Изд-во ВНУ им. В.Даля, 2012. – 116 с. **13. Кроль, О. С.** Построение параметрических моделей ременных передач с использованием системы APM WINMACHINE [Текст] / О. С. Кроль // Восточноевропейский журнал передовых технологий. – X: – 2012. № 2/7(62). – С. 61 – 63. **14. Попов, В. И.** Динамика станков [Текст] / В. И. Попов, В. И. Локтев. – Киев: Техника, 1975. – 136 с. **15. Орликов, М. Л.** Динамика станков [Текст] / М. Л. Орликов. – К.: Вища шк., 1989. – 272 с.

Bibliography (transliterated): **1. Taratinov, O. V., Averyanov, O. I., Klepikov, V. V.** (2002). Planning and calculation of metal-cutting machine tools on Computer: Train aid for institutions of higher learning. Moscow: Publishing house MGIU, 384. **2. Li, K.** (2004) Bases are CAD (CAD/CAM/CAE). Sankt PiterBurg: Publishing house Piter, 560. **3. Ganin, N. V.** (2012). The three-dimensional design in KOMPAS- 3D. Moscow: Publishing house DMK, 384. **4. Shelofast, V. V.** (2005) Bases of design of machines. Moscow: Publishing house APM, 472. **5. Magomedov, A., Alehin, A.** (2010). The Integrated finite-element analysis in KOMPAS-3D. J. CAD/CAM/CAE observer, 8(60), 1 – 5. **6. Bushuev, V. V.** Bases of design of machine-tools (1992). Moscow: Publishing house Stankin, 520. **7. Pronikov, A. S., Bushuev, V. V., Push, V. E.** (1994). Designing of metal-cutting machine tools and machine-tool systems. Book-textbook in 3 t. T.1. Designing of machine-tools. Moscow: Publishing house MGTU, 444. **8. Metal-cutting machine tools: Textbook for machine-building vtuzov / Under red. V. E. Push.** Moscow: Publishing house Engineer, 586. **9. Push, A. V.** Spindle's node. Quality and reliability (1992). Moscow: Publishing house Mashinebuilding, 288. **10. Krol, O., Zhyravlev, V.** (2013). Modeling of spindle for turret of the specialized tool type SF16MF3. J. TEKA Commisionof Motorization and Energetic in Agriculture, V. 13, 4, 134 – 142. **11. Zamry, A. A.** (2007). Practical educational course of CAD/CAE APM WinMachine. Study-methodical manual. Moscow: Publishing house APM, 144. **12. Krol, O.S.** (2012). Parametrical modeling of metal-cutting machine tools and instruments : monograph. Lugansk: Publishing house VNU the name of V. Dahl, 116 p. **13. Krol, O. S.** (2012) Construction of parametrical models of belt transmissions with the use of the system APM WINMACHINE. J. East Europe Magazine of Front-rank Technologies, 2/7(62), 37-51. **14. Popov, V. I., Loktev, V. I.** (1975). Dynamics of machine-tools. Kyiv: Publishing house Technique, 136. **15. Orlikov, M. L.** (1989). Dynamics of machine-tools. Kyiv: Publishing house Vischa sch., 272 p.

Поступила (received) 12.08.2014