МОДЕЛИРОВАНИЕ ФОРМООБРАЗУЮЩЕГО УЗЛА МНОГООПЕРАЦИОННОГО СТАНКА

И. В. Малков¹, О. С. Кроль², Е. В. Синдеева¹

Кафедра «Станки, инструменты и инженерная графика», ГОУ ВПО «Луганский государственный университет имени Владимира Даля», (1) г. Луганск, Украина; ГОУ ВПО «Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля» (2), г. Северодонецк, Украина; siiig@i.ua

Ключевые слова: жесткость; напряженно-деформированное состояние; станок; шпиндель; 3D-модель.

Аннотация: Представлена 3D-модель шпиндельной бабки многооперационного станка модели СФ68ВФ4 с помощью САПР Компас-3D с полным использованием ее функциональных возможностей, а также варианты горизонтального шпинделя многооперационного станка в среде APM Structure 3D. Дано описание комплексного исследования напряженно-деформированного состояния деталей привода главного движения в системе САD/САЕ, которая предназначена для анализа состояния произвольных трехмерных машиностроительных конструкций, состоящих из стержневых, пластинчатых, оболочковых и объемных элементов. Численный анализ напряженно-деформируемого состояния выполнен методом конечных элементов, позволяющим рассчитывать величины напряжений и деформаций в любой точке конструкции с учетом собственного веса каждого из элементов.

Шпиндельные узлы как конечные звенья привода главного движения станка оцениваются по комплексу критериев: нагрузочная способность, точность, жест-кость и надежность. Известен ряд работ [1, 2], которые используют приближенные и уточненные методы расчета, основанные 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, и 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.

Целью данной статьи является совершенствование конструкции шпиндельного узла по критерию жесткости на основе анализа распределения напряжений и деформаций, полученных в модуле APM Structure 3D.

Для достижения данной цели в работе рассматриваются следующие задачи:

1) построение 3D-модели шпиндельной бабки многооперационного станка СФ68ВФ4;



Рис. 1. 3D-модель шпиндельной бабки многооперационного станка модели СФ68ВФ4

2) проведение комплексного исследования напряженно-деформированного состояния деталей привода главного движения в модуле APM Structure 3D.

Станок модели СФ68ВФ4 является широкоуниверсальным фрезерно-сверлильно-расточным станком и позволяет вести высокопроизводительную обработку деталей из стали, чугуна, цветных металлов и сплавов, а также пластмасс. Компоновка данного станка предполагает перемещение по горизонтальным направляющим бабки шпиндельной (ось *Z*), к которой крепится вертикальная головка или дополнительные устройства (долбежная и угловая головки, хобот с пакетом дисковых фрез).

В САПР Компас-3D построена 3D-модель шпиндельной бабки, включающая более 150 3D-моделей, входящих в нее деталей (рис. 1) [3 – 6]. В 3D-варианте представлена кинематика привода главного движения с горизонтальным шпинделем (рис. 2). В модернизированном варианте предполагается использование вертикальной шпиндельной головки, движение на которую передается через муфту на распределительном валу и коническую передачу.

Шпиндельная бабка включает шпиндельный блок с механизмом зажима инструмента, распределительного вала, передающего вращение на горизонтальный или вертикальный шпиндель с помощью автоматического устройства переключения ведущей шестерни, двухступенчатой коробки скоростей, а также целого ряда других деталей и узлов, обеспечивающих нормальное функционирование шпиндельной бабки. Вращение от электродвигателя через поликлиновой ремень передается на входной вал и через зубчатое зацепление на распределительный вал коробки скоростей. С последнего передается вращение на муфту вертикальной головки, либо на шестерню горизонтального шпинделя.

Одним из эффективных средств решения трудоемких проектных задач по созданию оптимальных машиностроительных конструкций является модуль APM Structure 3D [7], который предназначен для анализа напряженно-деформированного состояния произвольных трехмерных машиностроительных конструкций, состоящих из стержневых, пластинчатых, оболочковых и объемных элементов в их произвольной комбинации.



Рис. 2. Кинематика шпиндельной бабки многооперационного станка модели СФ68ВФ4 (3D-модель)



Рис. 3. Проволочная модель конструкции шпинделя



Рис. 4. Модели шпинделя в среде APM Structure 3D: *a* – твердотельная; *б* – каркасная

Расчет выполняется численным методом – методом конечных элементов (МКЭ) [8, 9] и позволяет рассчитывать величины напряжений и деформаций в любой точке конструкции с учетом собственного веса каждого из элементов и концентраторов напряжений.

Рассмотрим задачу моделирования горизонтального шпинделя привода главного движения многооперационного станка модели СФ68ВФ4. В процессе моделирования в среде APM Structure 3D создается «проволочная» модель конструкции (рис. 3), где каждый стержень изображен в виде линии, которая располагается по центру тяжести веса будущего пересечения.

Каждый стержень имеет конкретные размеры и соединен с помощью узлов с остальными стержнями конструкции шпинделя, твердотельная и каркасная модель которого представлена на рис. 4. Расчет в среде APM Structure 3D позволяет оценить полную картину напряженно-деформированного состояния конструкции в любом его сечении, включая оценку нагрузок, силовые факторы и др., представленные в табл. 1 – 6 и в пункте меню «Результаты» (рис. 5).

Упруго-деформированное состояние в произвольном сечении шпинделя определено методом конечных элементов. Расчеты напряженно-деформированного состояния шпинделя показали, что максимальных величин напряжения достигают в зоне передней опоры и составляют 190,3 МПа.

Таблица 1

Тип	Номер узла	Проекции на оси			Momun
		x	у	Z	модуль
Сила, Н	0	-6442,00	0.00	-5187,00	8270,69
	3	-2355,00	0,00	-2616,00	3519,87

Нагрузки на узлы (нагружение 0)

473

Таблица 2

Линейн	ное перемещени	е, мм	Угло	вое перемеще	ние, °
x	у	Ζ	x	у	Ζ
-0,0707	6,58e – 038	-0,0576	0,0251	-0,0454	-0,0297
-0,0504	6,58e – 038	-0,0412	0,0135	-0,00234	-0,0182
-0,0226	2,54e - 037	-0,0219	-0,000167	0,00946	-0,00135
-0.0254	3.1e - 021	-0.0293	-0.00428	0.01910	0.00236

Перемещения узлов (нагружение 0)

Таблица 3

Усилия в узлах стержнем (нагружение 0)

Vaan	Сила, Н			Момент, Н.м		
узел	F_x (осевая)	F_y	F_z	<i>М_x</i> (кручения)	M_y	M_z
Индекс стержня 0 (Rod 0)						
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
Индекс стержня 1 (Rod 1)						
0	0,00	1485,91	1894,83	138,92	-121,73	-102,34
1	0,00	1485,91	1894,83	138,92	-390,79	-313,34
Индекс стержня 2 (Rod 2)						
0	-0,00	-2616,00	-2355,00	347,00	-346,18	-384,55
1	-0,00	-2616,00	-2355,00	347,00	0,00	0,00

П р и м е ч а н и е : Общая масса конструкции 7,89 кг; максимальное перемещение 0,09 мм (Rod 0) (нагружение 0).

Таблица 4

Максимальные напряжения в стержне, МПа (нагружение 0)

Название	Узлы	Эквивалентное напряжение, В
Rod 0	0,1	124,0
Rod 1	1,2	24,7
Rod 2	2,3	12,2

Комплексный инженерный анализ напряженно-деформированного состояния горизонтального шпинделя станка модели СФ68ВФ4 осуществлен с помощью модуля APM FEM [6, 7, 10], оснащенного генератором конечно-элементной сетки, входящим в САЕ-библиотеку, которая реализует решения инженерных задач методом конечных элементов.

Для анализа и оценки распределения напряжений и перемещений в рамках модуля APM FEM получены поля:

– эквивалентных напряжений по Мизесу, представленных на рис. 6, а;

- перемещений (рис. 6, б).

474



ISSN 0136-5835. Вестник ТГТУ. 2016. Том 22. № 3. Transactions TSTU



Рис. 6. Результаты расчета напряженно-деформированного состояния в конструкции «горизонтальный шпиндель – инструментальный блок»: *а* – поля эквивалентных напряжений; *б* – поля перемещений

Для повышения жесткости шпиндельного узла в основном используются три варианта их конструктивного исполнения:

 – с оптимальным соотношением расстояния между опорами и диаметром пролетной части шпинделя λ;

 передней опоры шпинделя с компромиссным значением предварительного натяга между достаточной жесткостью по радиальной нагрузке и требуемым ресурсом работы;

 – выбранной схемой монтажа подшипников в передней и задней опорах, минимизирующий податливость шпиндельного узла в процессе восприятия осевой нагрузки.

Попытка увеличить число подшипников в передней опоре, переходя от сдвоенных радиально-упорных (дуплекс) к строенным (триплекс), не дает желаемого результата. Более того, в ряде многофункциональных станков, таких как МЦ 200, на основании проведенных исследований принято решение перехода от триплекса к дуплексу.

Аналогично неэффективным является переход от двухопорных конструкций к трехопорным. Жесткость трехопорного шпиндельного узла очень мало отличается от жесткости двухопорного шпинделя с оптимальным расстоянием между опорами и наличием предварительного натяга в каждой опоре [11].

Поиск оптимального соотношения расстояние между опорами l и диаметром пролетной части шпинделя D_0 связано с вводом дополнительного ограничения на наименьшее расстояние между опорами ($\lambda_{\min} \ge 2,5$). Это ограничение касается шпинделей на подшипниках качения в связи с тем, что биение подшипников при дальнейшем уменьшении межопорного расстояния усиливает биение конца шпинделя. Кроме этого, исследования показали, что для подшипников качения, исходя из обеспечения их нормальной работы, необходимо жесткость шпинделя в пролете предусматривать не ниже 250...500 Н/мкм. Это ограничения по жесткости позволяет использовать ориентировочное соотношение между диаметром пролетной части D_0 шпинделя и его межопорным расстоянием в виде:

476

 $D_0 = \sqrt[4]{(0,05...0,1)l^3}$. Здесь меньшие значения в скобках принимают для станков нормальной точности, а большие – для станков повышенной и высокой точности.

Исходя из изложенного $\lambda_{\min} \ge 2,5$ является ограничением, а конструктору необходимо выбрать при проектировании оптимальное решение. Наиболее оптимальным соотношением в соответствии с работой [9] является $\lambda_{opt} = 3,2$. Вместе с тем, конструктору часто приходится идти на технический компромисс, поэтому важно наряду с точным значением оптимума, предоставить и диапазон значений, в котором общая податливость будет превышена незначительно. Полученный результат позволяет сформировать рациональный диапазон значений соотношений между линейными характеристиками в пределах $2,6 \le \lambda \le 3,9$ [9].

На основе проведенных исследований в APM Structure 3D полученные данные свидетельствуют об увеличении степени деформации с ростом межопорного расстояния *l*. При увеличении λ на 20 % (с 3,2 до 4) величина перемещения шпинделя на консоли возрастает приблизительно на 8 % (с 0,0052 до 0,0056 мм).

С уменьшением длины консольной части значение оптимального соотношения λ_{opt} возрастает. В этих случаях оптимальной стратегией будет увеличение межопорного расстояния, которое может быть ограничено из конструктивных соображений.

В узлах точного вращения многофункциональных станков предварительный натяг (нагружение осевой силой, которая устраняет зазоры и создает начальную упругую деформацию в местах контакта колец с телами качения в опорах) является обязательным. Рекомендуемая сила натяга $F_{AH} = 1,7F_r$ tga при d > 10 мм составляет $F_{AH} \approx 10$ H на 1 мм диаметра d, для передней опоры 46113 размером 65×100×18 мм усилие предварительного натяга должно быть не менее $F_{AH} \approx 650$ H.

Для станка СФ68ВФ4 предварительный натяг реализован разновысотными прокладочными кольцами с возможностью подгонки и регулирования по величине. Величина предварительного натяга F_{AH} принята равной $F_{AH} = 1150$ H, что обеспечивает достаточный уровень жесткости в процессе восприятия радиальной нагрузки. В качестве выбранной схемы монтажа подшипников в передней и задней опорах используется схема, которая характеризуется способностью выдерживать большие осевые однонаправленные нагрузки, а следовательно минимизирующая податливость шпиндельного узла.

Заключение

1) построена 3D-модель шпиндельной бабки многооперационного станка модели СФ68ВФ4 с помощью современной САПР Компас-3D с максимальным использованием функциональных возможностей системы;

2) представлены варианты отображения горизонтального шпинделя многооперационного станка модели СФ68ВФ4 в среде APM Structure 3D;

3) проведено комплексное исследование напряженно-деформированного состояния деталей привода главного движения в модуле APM Structure 3D и даны рекомендации:

 в узлах точного вращения многофункциональных станков предварительный натяг является обязательным;

– рекомендуемая сила натяга при d > 10 мм $F_{AH} \approx 10$ H на 1 мм диаметра d, для передней опоры 46113 размером 65×100×18 мм усилие предварительного натяга должно быть не менее $F_{AH} \approx 650$ H;

 – для станка СФ68ВФ4 предварительный натяг может быть реализован разновысотными прокладочными кольцами с возможностью подгонки и регулирования по величине, причем рациональная величина предварительного натяга составляет $F_{AH} = 1150$ H, что обеспечивает достаточный уровень жесткости в процессе восприятия радиальной нагрузки;

 предложено использовать данную схему монтажа подшипников в передней и задней опорах, которая характеризуется способностью выдерживать большие осевые однонаправленные нагрузки и минимизировать податливость шпиндельного узла.

Список литературы

1. Попов, В. И. Динамика станков / В. И. Попов, В. И. Локтев. – Киев : Техника, 1975. – 136 с.

2. Орликов, М. Л. Динамика станков / М. Л. Орликов. – Киев : Вища школа, 1989. – 272 с.

3. Шелофаст, В. В. Основы проектирования машин / В. В. Шелофаст. – М. : Изд-во АПМ, 2004. – 472 с.

4. Ганин, Н. В. Проектирование и вычисление прочности в системе КОМ-ПАС-3D v. 13 / Н. В. Ганин. – М. : ДМК, 2011. – 521 с.

5. Ганин, Н. В. Трехмерное проектирование в КОМПАС-3D / Н. В. Ганин. – М. : ДМК, 2012. – 776 с.

6. Krol, O. S. Modeling of Construction Spindle's Node Machining Centre SVM1F4 / O. S. Krol, V. I. Osipov // Comission of Motorization and Power Industry of Agriculture. -2013. - Vol. 13, No. 3. - P. 108 - 114.

7. Замрий, А. А. Практический учебный курс CAD/CAM APM WinMa-chine : учеб.-метод. пособие / А. А. Замрий. – М. : Изд-во АПМ, 2007. – 144 с.

8. Мяченков, В. И. Расчет машиностроительных конструкций методом конечных элементов : справочник / В. И. Мяченков, В. П. Мальцев, В. П. Майборода ; под общ. ред. В. И. Мяченкова. – М. : Машиностроение, 1989. – 520 с.

9. Щербатов, И. А. Математическое моделирование сложных многокомпонентных систем / И. А. Щербатов, И. О. Проталинский // Вестн. Тамб. гос. техн. ун-та. – 2014. – Т. 20, № 1. – С. 17 – 26.

10. Krol, O. S. 3D- Modeling and Optimization Spindle's Node Machining Centre SVM1F4 / O. S. Krol, I. A. Sukhorutchenko // Comission of Motorization and Power Industry of Agriculture. – 2013. – Vol. 13, No. 3. – P. 114 – 126.

11. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем : справ.учеб. В 3-х т. Т. 2. Ч. 1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков / А. С. Проников [и др.]. – М. : Машиностроение, 1995. – 371 с.

Modeling of the Main Spindle of Multifunction Machine

I. V. Malkov¹, O. S. Krol², E. V. Sindeeva¹

Department "Machines, Tools and Engineering Graphics", Vladimir Dahl Lugansk State University (1), Ligansk, Ukraine; East Ukrainian National University named after Volodymyr Dal '(2), Severodonetsk, Ukraine; siiig@i.ua

Keywords: machine; 3D-model; spindle; stiffness; stress-deformed state.

Abstract: 3D-model of the main spindle of multifunction machine model SF68VF4 is constructed with the help of CAD COMPASS-3D with full use of its functionality, and options for horizontal spindle of multifunction machine in APM

Structure 3D are presented. A comprehensive study of the stress-deformed state of the drive components of the main movement is carried out in the CAD/CAE, which is intended for the analysis of the state of arbitrary three-dimensional machine-building constructions, consisting of the rod, plate, shell and volume elements. Numerical analysis of stress-deformed state is executed by finite element method, which allows calculating the values of stresses and strains in any point of the structure taking into account the weight of each of the elements.

References

1. Popov V.I., Loktev V. I. *Dinamika stankov* [Machine dynamics], Kiev: Tekhnika, 1975, 136 p. (In Russ.)

2. Orlikov M.L. *Dinamika stankov* [Machine dynamics], Kiev: Vishcha shkola, 1989, 272 p. (In Russ.)

3. Shelofast V.V. *Osnovy proektirovaniya mashin* [Machine Design Fundamentals], Moscow: Izd-vo APM, 2004, 472 p. (In Russ.)

4. Ganin N.V. *Proektirovanie i vychislenie prochnosti v sisteme KOM-PAS-3D v. 13* [Design and calculation of strength in the COM-PAS-3D v system. 13], Moscow: DMK, 2011, 521 p. (In Russ.)

5. Ganin N.V. *Trekhmernoe proektirovanie v KOMPAS-3D* [Three-dimensional design in KOMPAS-3D], Moscow: DMK, 2012, 776 p. (In Russ.)

6. Krol O.S., Osipov V.I. Modeling of construction spindle's node machining centre SVM1F4, *Comission of Motorization and Power Industry of Agriculture*, 2013, vol. 13, no. 3, pp. 108-114.

7. Zamrii A.A. *Prakticheskii uchebnyi kurs CAD/CAM APM WinMa-chine*. *Ucheb.-metod. posobie* [Practical CAD / CAM APM WinMa-chine course. Ucheb.-method. benefit], Moscow: Izd-vo APM, 2007, 144 p. (In Russ.)

8. Myachenkov V.I., Mal'tsev V.P., Maiboroda V.P. *Raschet mashinostroitel'nykh konstruktsii metodom konechnykh elementov : spravochnik* [The calculation of engineering structures using finite element method: a guide], Moscow: Mashinostroenie, 1989, 520 p. (In Russ.)

9. Shcherbatov I.A., Protalinskii I.O. [Mathematical Modeling of Complex Multicomponent Systems], *Transactions of Tambov State Technical University*, 2014, vol. 20, no. 1, pp. 17-27. (In Russ., abstract in Eng.)

10. Krol O.S., Sukhorutchenko I.A. 3D- modeling and optimization spindle's node machining centre SVM1F4, *Comission of Motorization and Power Industry of Agriculture*, 2013, vol. 13, no. 3, pp. 114-126.

11. Pronikov A.S., Borisov E.I., Bushuev V.V., Dmitriev B.M. *Proektirovanie metallorezhushchikh stankov i stanochnykh sistem : cprav.-ucheb. V 3-kh t. T. 2. Ch. 1. Raschet i konstruirovanie uzlov i elementov stankov* [Design of machine tools and machine tools: cprav.-Proc. In 3 t. Vol. 2. Part 1. Calculation and design of nodes and elements of machines], Moscow: Mashinostroenie, 1995, 371 p. (In Russ.)

Modellierung des formbildenden Knotens der Mehroperationswerkbank

Zusammenfassung: Es ist die Beschreibung des 3D-Modells des Spindelhalters der Mehroperationswerkbank des Modells SF68WF4 mit Hilfe von CAD Kompass-3D mit der vollen Nutzung ihrer Funktionalität angegeben. Es sind verschiedene Varianten

der Modelle der horizontalen Spindel der Mehroperationswerkbank des Modells SF68WF4 im Kreis APM Structure 3D dargelegt. Es ist die komplexe Forschung des intensiv-deformierten Zustandes der Details des Antriebes der Hauptbewegung im Modul APM Structure 3D durchgeführt.

Modélisation de l'organe constructif de la machine multiopérationnelle

Résumé: Est construit le modèle 3D de la poupée d'arbre de la machine multiopérationnelle du modèle CF68BΦVF4 à l'aide de CAO Compas-3D avec la pleine utilisation de ses fonctionnalités; sont présentées de différentes options des modèles de l'arbre horizontal de la machine multiopérationnelle dans un environnement APM Structure 3D. Est donnée la description complexe de l'étude de l'état de tension et de déformation des pièces de la commande principale dans le système CAD/CAE qui est destinée à l'analyse de l'état de tension et de déformation est éléments de tiges, de palettes d'enveloppes et celles volumineuses. L'analyse numérique de l'état de tension et de déformation est effectuée à l'aide de la méthode des éléments finals permettant de calculer les valeurs des tensions et des déformations dans n'importe quel point de la construction compte tenu du poids de chacun des éléments.

Авторы: Малков Игорь Владиславович – доктор технических наук, профессор кафедры «Станки, инструменты и инженерная графика», ГОУ ВПО «Луганский государственный университет имени Владимира Даля», г. Луганск, Украина; Кроль Олег Семенович – кандидат технических наук, профессор кафедры «Машиностроение, станки и инструменты», ГОУ ВПО «Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля», г. Северодонецк, Украина; Синдеева Елена Владимировна – ассистент, ГОУ ВПО «Луганский государственный университет имени Владимира Даля», г. Луганск, Украина;

Рецензент: Соколов Михаил Владимирович – доктор технических наук, профессор кафедры «Компьютерно-интегрированные системы в машиностроении», ФГБОУ ВО «ТГТУ», г. Тамбов, Россия.