

бильных колёс с безвоздушными шинами // Там же. 2013. № 12. С. 178-181.

11. Рыков С.П., Мазур В.В., Тарасюк В.Н., Коваль В.С., Хозяшев И.А., Камнев А.В., Гайлиш А.Н. От экспериментального оборудования к прикладным исследованиям и инновационным разработкам // Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки. 2012. Т. 3. С. 35-48.

12. Mazur V.V. Experimental determination of characteristics elasticity of car wheels with airless tyres // The collection includes 3rd International Conference on Science and Technology. London, 17-18 June 2013. С. 40-46.

References

1. Mazur V.V. Improvement in survivability and safety of automobile tires. Automobile tires with flexible deformable spokes // Avtotransportnoe predpriyatie. 2008. № 8. S. 37-40.

2. Mazur V.V. The ways to improve tires' survivability and safety // Sistemy, Metody, Tekhnologii. 2009 № 1. S. 41-45.

3. Mazur V.V. Technology of manufacturing the automobile tires with flexible deformable spokes made of flexible polyurethane // Avtotransportnoe predpriyatie. 2010. № 5. S. 27-29.

4. Mazur V.V., Gaylish A.V. Automobile wheels with airless tires // Avtotransportnoe predpriyatie. 2011. № 12. S. 36-38.

5. Mazur V.V., Gaylish A.V., Enaev A.A. Automobile wheels with airless tires // Avtomobil'naya promyshlennost'. 2012. № 7. S. 10-12.

6. Mazur V.V. Wheeled running gears of planetary rovers // Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennye i inzhenernye nauki. 2013. T. 1. S. 139-144.

7. Mazur W.W. Samochodowe kola z bezpowietrznymi szynami / Nauka i studia. 2013. № 7. P. 5-9.

8. Mazur V.V. Automobile wheels with airless tyres / Papers of the 3rd International Scientific Conference "European Applied Sciences: modern approaches in scientific researches". Stuttgart. 20-21 May 2013. P. 38-40.

9. Mazur V.V., Kazakasov S.A., Shkriblyak D.Ya., Losev E.D., Muzychuk A.G., Monichev A.A. The technology to produce the automobile tires with flexible deformable spokes made of flexible polyurethane // Mekhaniki XXI veku. 2010. № 9. S. 152-155.

10. Mazur V.V., Razumov Yu.A., Kondetchkin S.A. Experimental researches into elastic and damping properties of automobile wheels with airless tires / Mehhaniki XXI veku. 2013. № 12. S. 178-181.

11. Rykov S.P., Mazur V.V., Tarasyuk V.N., Koval' V.S., Khozyashev I.A., Kamnev A.V., Gaylish A.N. From the experimental equipment to the applied research and innovation developments // Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennye i inzhenernye nauki. 2012. T. 3. S. 35-48.

12. Mazur V.V. Experimental determination of characteristics elasticity of car wheels with airless tyres / The collection includes 3rd International Conference on Science and Technology. London. 17-18 June 2013. P. 40-46.

УДК 621.814

Принципы создания новых конструкций соединений переменной жесткости

В.А. Малащенко^а, В.В. Николайчук^б

Национальный университет «Львовская политехника», Степана Бандеры 12, Львов, Украина

^аv.o.malash@mail.ru, ^бfbbrv@mail.ru

Статья поступила 4.09.2013, принята 8.11.2013

В работе изложены принципы создания новых конструкций соединений переменной жесткости. Обоснована целесообразность применения таких соединений в транспортных средствах, которые эксплуатируются в сложных дорожных условиях, а также в технологических машинах, если имеется необходимость изменения параметров жесткости во время работы машины. Определены рациональные диапазоны изменений параметров жесткости данных соединений. На примере одного из вариантов конструкции соединения рассмотрена его структура, а также приведены зависимости, по которым выбираются суммарная жесткость и диапазоны возможных изменений ее параметров. Сформулированы принципы создания новых конструкций, которые предусматривают такие этапы: определение области использования соединения в машине; выбор вариантов конструктивных схем соединения; распределения суммарной жесткости между упругими элементами соединения; определение критериев работоспособности; выбор оптимального варианта соединения, удовлетворяющего заданным требованиям. Приведена последовательность выбора критерия работоспособности на примере расчета упругого элемента соединения (втулки). Разработана расчетная схема при принятых допущениях: поверхность втулки равномерно сжата; втулка рассматривается как тонкостенная длинная цилиндрическая оболочка. Определены деформации и напряжения во втулке, нагруженной внешним давлением, которое возникает при закручивании пружины кручения в соединении переменной жесткости. Задача решалась методом наложения. Полученные выражения (9) – (20) являются научной базой для дальнейших исследований и разработки новых конструкций соединений с желаемым диапазоном изменения жесткости и нарузочной способности упругих элементов транспортных средств.

Ключевые слова: соединения переменной жесткости, моментная теория осесимметричных цилиндрических оболочек, внутренние силовые факторы.

Principles of developing the new designs of variable stiffness joints

V.A. Malashchenko,^a V.V. Nikolaychuk^b

¹National University "Lviv Polytechnic", 12Stepan Bandera St, Lviv, Ukraine

^av.o.malash@mail.ru, ^bfbbrv@mail.ru

Received 4.09.2013, accepted 8.11.2013

The article states the principles of developing the new designs of variable stiffness joints. The expediency of using such joints in the vehicles, which are operated in difficult road conditions, as well as in technological machines when there is the need to change the stiffness parameters of the machine while in operation has been proved. The rational variation ranges of the stiffness parameters for such joints have been determined. Through the example of one of the joint design variations, its structure has been examined, and the dependencies by which the total stiffness and the parameters variation ranges are selected have been produced. The principles for developing new designs have been formulated, which include the following stages: defining the field of joint application in the machine, the choice of design options of the joint structural schemes, the total stiffness distribution between the joint's elastic elements, the performance criteria definition, the choice for the optimal joint connection that meets the specified requirements. The sequence for the performance criteria by the example of the elastic coupling element (sleeve) calculation has been given. The computational scheme has been developed under the assumptions made: the sleeve is evenly compressed; the sleeve is considered as a long thin-walled cylindrical shell. The strains and stresses in the sleeve, which is loaded by the external pressure arising at twisting the torsion spring in the variable stiffness joints, have been determined. The problem was solved by the overlay technique. The obtained expressions (9) – (20) make a scientific basis for further research and development of new joints designs with the specified range of stiffness variation and load capacity of the vehicles elastic elements.

Keywords: variable stiffness joints, bending theory of axisymmetric cylindrical shells, internal force factors.

Введение. Разработана методика по обоснованию конструктивных параметров деталей новых соединений переменной жесткости транспортных средств, в которой учтены вид материала деталей, условия прочности, жесткости и влияние конструктивных особенностей соединений на их работоспособность.

В машинах широко используются соединения постоянной жесткости, однако они, в частности, не имеют возможности компенсировать неточности монтажа, уменьшать действие толчков и ударов в механизмах, что отрицательно влияет на долговечность деталей подвесок транспортных средств.

Соединения переменной жесткости позволяют наравне с кинематическими и силовыми связями компенсировать несоосность деталей, снижать вибрации и обеспечивать плавное движение механизмов, что положительно влияет на них работоспособность. Поэтому применение таких соединений имеет существенное значение для различных отраслей машиностроения. По всей вероятности, наиболее целесообразно использование соединений переменной жесткости в качестве амортизаторов и упругих муфт в различных машинах.

Нагрузочная способность элементов этих соединений зависит от материала, габаритов, условий сборки, эксплуатационных факторов, поэтому при проектировании необходимы уточненные методы расчета их основных геометрических параметров.

Проблема разработки новых конструкций соединений переменной жесткости исследована недостаточно полно, о чем свидетельствует незначительное количество публикаций на эту тему. Среди известных научных работ по исследованию рассматриваемых соединений можно выделить [1, 5], где рассматриваются структура и взаимодействие их упругих элементов. Причем, в основу создания новых соединений положено правило: при их работе каждая из составляющих включается в действие поэтапно.

Поставим цель исследовать возможности изменения параметров жесткости новых соединений, а также определить области их рационального использования. В качестве примера рассмотрим соединение переменной жесткости, состоящее из основного упругого элемента (ОУЭ) и нескольких дополнительных упругих элементов (ДУЭ). Структуру соединения можно представить таким образом:

$$\text{СПЖ} \Rightarrow \text{ОУЭ} + \sum_1^n \text{ДУЭ}_i \quad (1)$$

Следовательно, суммарная жесткость соединения будет составлять сумму его элементов:

$$C_{\Sigma} = C_{\text{ОУЭ}} + \sum_1^n C_{\text{ДУЭ}_i} \quad (2)$$

Выражение для определения диапазона изменений жесткости соединения будет такое:

$$D_{\Sigma} = 1 + \sum_1^n K_i, \quad (3)$$

где обозначено: D_{Σ} – диапазон изменений жесткости соединения, $D_{\Sigma} = \frac{C_{\Sigma}}{C_{\text{ОУЭ}}}$; K_i – относительные коэффициенты жесткости ДУЭ, $K_i = \frac{C_{\text{ДУЭ}_i}}{C_{\text{ОУЭ}}}$; n – количество

дополнительных упругих элементов.

При проектировании новых конструкций соединений переменной жесткости необходимо учитывать технологические, конструкционные и эксплуатационные требования, которые предъявляются при изготовлении деталей соединений, поэтому диапазоны изменений параметров жесткости соединений следует ограничивать.

Решение задачи. Найдем практически возможные значения относительных коэффициентов изменения жесткости соединения, определим диапазоны изменений, используя формулу (3); затем по расчетным значениям построим график (рис. 1). Из графика видим, что диапазоны изменений жесткости соединения можно условно разделить на рациональные, практические и возможные.

Сформулируем принципы создания новых конструкций переменной жесткости:

- 1) выделить области или машины эффективного использования соединений переменной жесткости;
- 2) выбрать несколько вариантов (два-три) конструктивных схем соединений
- 3) задать практический диапазон изменений параметров жесткости соединения;
- 4) определить необходимую суммарную жесткость соединения и распределить ее между составляющими;
- 5) учесть возможные технологические, конструктивные и эксплуатационные требования к соединению;
- 6) проверить работоспособность соединения по критериям прочности, жесткости и виброустойчивости;
- 7) выбрать наилучший вариант соединения, который отвечал бы поставленным требованиям.

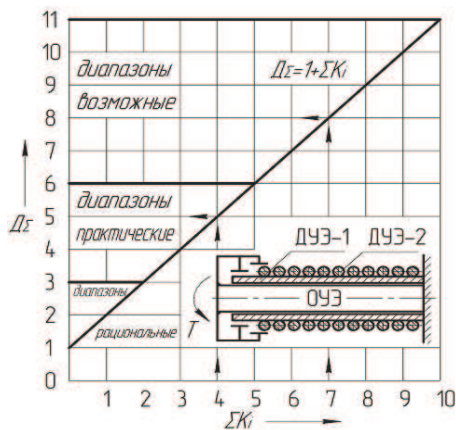


Рис. 1. Диапазоны изменений параметров жесткости соединения переменной жесткости

Рассмотрим поэтапно принципы создания новых конструкций соединений переменной жесткости.

Первый этап – определяем область использования соединения в машине: например, транспортные средства (прицепы), эксплуатируемые в горной промышленности. Регулирование параметров жесткости прицепов улучшит эффективность их использования.

Второй этап – выбираем конструктивную схему соединения (патент Украины № 71174, [4]).

Третий этап – задаемся рациональным диапазоном изменений параметров жесткости соединения по графику (рис. 1): $D_{\Sigma} = 2$, при этом $\Sigma K_i = 1$.

Четвертый этап – определяем суммарную жесткость соединения по формуле (2) и распределяем ее между упругими элементами. Таким образом, основной упругий элемент ОУЭ – условно его жесткость – прием за единицу, а дополнительные упругие элементы: ДУЭ-1 – $K_1 = 0,8$; ДУЭ-2 – $K_2 = 0,2$ соответственно.

Пятый этап – определяем критерии работоспособности упругих элементов соединения.

Шестой этап – выбор оптимального варианта соединения с учетом технологических, экономических и эксплуатационных требований: возможность изготовления деталей относительно невысокой стоимости; надежность работы соединения в сложных условиях эксплуатации машин.

Произведем для одного из вариантов запатентованных новых конструкций соединения переменной жесткости [4] обоснование конструктивных параметров его деталей (рис. 2).

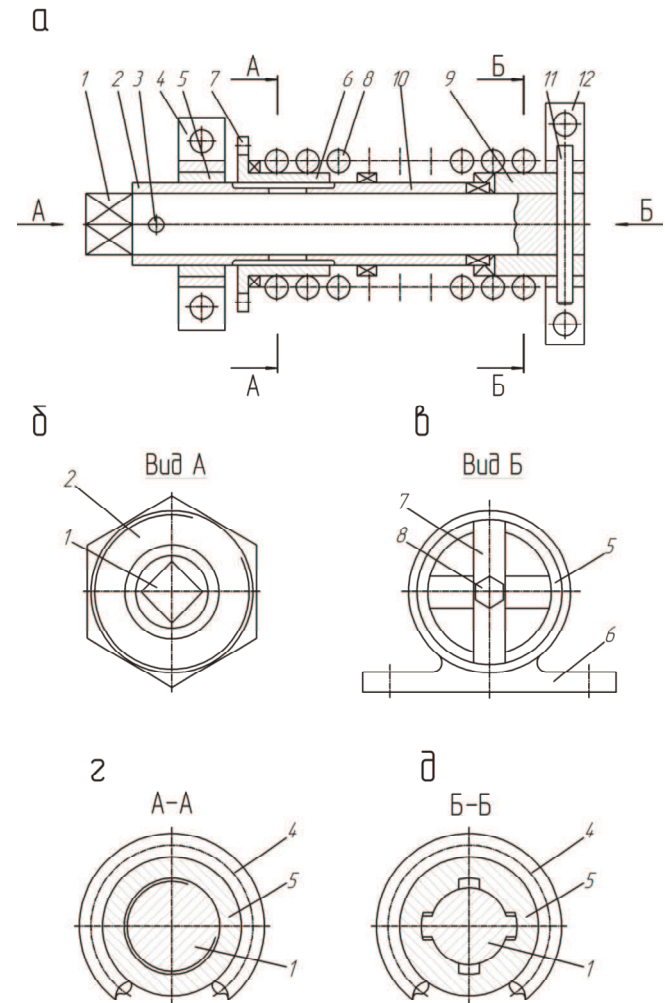


Рис. 2. Соединение переменной жесткости: б – вид соединения с левого торца; в – вид соединения с правого торца; з – сечение вала, втулки и пружины кручения; д – сечение вала, трубки и пружины 1 – вал, 2, 5, 9 – втулки, 3; 11 – штифты, 4, 12, опоры, 6 – регулировочная гайка, 7 – шестерня, 8 – пружина кручения, 10 – трубка

На рис. 2 видно, что в структуру этого соединения входят такие детали: вал, втулки и пружина кручения.

Определим деформации и напряжения во втулке, которая нагружена внешним давлением, возникающим при закручивании пружины кручения в соединении переменной жесткости (рис. 3 а, б).

Для упрощения задачи разрабатываем расчетную схему втулки при таких допущениях: поверхность втулки равномерно сжата; втулка рассматривается как тонкостенная длинная цилиндрическая оболочка; деформации и напряжения во втулке определяем с уче-

том моментной теории осесимметричных цилиндрических оболочек.

Задачу решаем методом наложения, представив заданную нагрузку на втулку в виде суммы двух нагрузок (рис. 3).

Внешнее давление на втулку определим по формуле:

$$q = \frac{2T_{вт}}{\pi(2R + \delta)^2 l_{вт} f} \quad (4)$$

где $T_{вт}$ – крутящий момент; R – средний радиус втулки; δ , $l_{вт}$ – толщина стенки и длина втулки; f – коэффициент трения между поверхностью втулки и пружины.

Известно [6, 7], что деформации оболочки и внутренние силовые факторы определяются такими зависимостями:

$$W = e^{-\beta x} (C_1 \sin \beta x + C_2 \cos \beta x) + \bar{w}; \quad (5)$$

$$\frac{dW}{dx} = \vartheta = -\beta \times [C_1 e^{-\beta x} (\sin \beta x - \cos \beta x) + C_2 e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x)] + \frac{d\bar{w}}{dx}; \quad (6)$$

$$M_x = D \frac{d^2 W}{dx^2}; \quad M_t = \mu M_x; \quad (7)$$

$$Q = D \frac{d^3 W}{dx^3}; \quad T_t = -E\delta \frac{W}{R}. \quad (8)$$

где W – радиальное перемещение точки срединной поверхности оболочки; ϑ – угол наклона нормали; M_x , M_t – изгибающие моменты; Q – поперечная сила; T_t – нормальная сила; \bar{w} – частное решение дифференциального уравнения изогнутой срединной поверхности оболочки; C_1 , C_2 – постоянные интегрирования;

$D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$ – изгибная жесткость оболочки;

$\beta = 4 \sqrt{\frac{3(1-\mu^2)}{R^2 \delta^2}}$ – коэффициент геометрии и материала;

E – модуль упругости первого рода; μ – коэффициент Пуассона; R – средний радиус втулки; δ – толщина втулки.

Будем считать жестко заделанным край оболочки, поэтому решение уравнений (5...8) выполняем при следующих граничных условиях:

$$x = 0; \quad W = 0; \quad \frac{dW}{dx} = 0.$$

Согласно граничным условиям, с учетом зависимостей (5...6), получим два уравнения для определения постоянных интегрирования:

$$C_1 + C_2 + 2 \frac{qR^2}{E\delta} = 0; \quad C_1 - C_2 = 0. \quad (9)$$

Из решения уравнений (9) найдем:

$$C_1 = C_2 = -\frac{qR^2}{E\delta};$$

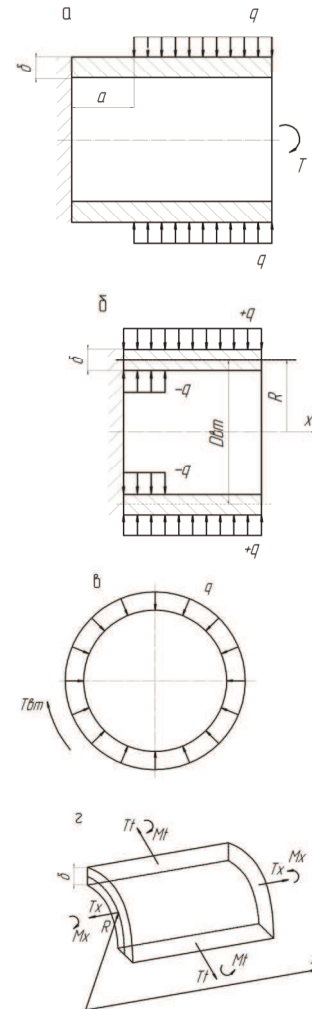


Рис. 3. Расчетная схема втулки соединения переменной жесткости

Определяем вторую и третью производные от W :

$$\frac{d^2 W}{dx^2} = 2\beta^2 e^{-\beta x} (C_2 \sin \beta x - C_1 \cos \beta x); \quad (10)$$

$$\frac{d^3 W}{dx^3} = 2\beta^3 e^{-\beta x} \times [C_1 (\cos \beta x + \sin \beta x) + C_2 (\cos \beta x - \sin \beta x)]; \quad (11)$$

Подставляя выражения C_1 и C_2 и выражения (10, 11) в формулы (5...8), получим зависимости для определения радиального перемещения втулки и внутренних силовых факторов (для случая нагрузки $+q$):

$$W = \frac{qR}{E\delta} [1 - e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x)]; \quad (12)$$

$$M_x = -\frac{q}{2\beta^2} e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x); \quad M_t = -\mu M_x; \quad (13)$$

$$Q_x = \frac{q}{\beta} e^{-\beta x} \cos \beta x \quad (14)$$

$$T_t = -qR [1 - e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x)]. \quad (15)$$

Величины W , M_x , M_t , Q_x , T_t отличаются только знаками для внутренней нагрузки q ; сложив их для первого и второго случая нагружения втулки, получим суммарные величины для данной нагрузки.

Напряжения в опасной точке у заделки:

$$\sigma_x = \frac{M_x \cdot 6}{\delta^2}; \quad (16)$$

$$\sigma_t = \frac{M_t \cdot 6}{\delta^2} + \frac{T_t}{\delta}; \quad (17)$$

$$\sigma_r = 0;$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_x - \sigma_t)^2 + \sigma_t^2 + \sigma_x^2]} \quad (18)$$

В сечениях втулки $x > R$ изгибающие моменты обращаются в ноль, а растягивающие усилия принимают постоянные значения. Поэтому за расчетные напряжения следует принимать большее значение.

Рассмотрим деформации и напряжения втулки. Касательные напряжения определим по формуле:

$$\tau_{кр} = \frac{T_g}{W_p} = \frac{T_g}{2\pi R^2 \delta}, \quad (19)$$

где W_p – момент сопротивления кручению кольцевого сечения втулки.

Угол закручивания *втулки* равен:

$$\varphi = \frac{T_{вт} l}{GI_p}, \quad (20)$$

где $I_p = 2\pi R^3 \delta$ – полярный момент инерции кольцевого сечения втулки; $l_{вт}$ – длина втулки.

Выводы

1. Предложенная методика имеет практическое значение, поскольку дает возможность обосновать рациональные конструктивные параметры деталей в процессе создания новых соединений переменной жесткости.

2. Полученные выражения (9) – (20) являются научной базой для дальнейших исследований и разработки новых конструкций соединений переменной жесткости

с желаемым диапазоном изменения жесткости и нагрузочной способности упругих элементов транспортных средств.

Литература

1. Малащенко В.А., Николайчук В.В. Обоснование рациональных параметров упругих элементов машин // Материалы 10 международного симпозиума украинских инженеров-механиков (май). Львов, 2011. С. 174.
2. Малащенко В.А., Николайчук В.В. Оптимизация конструктивных параметров соединений переменной жесткости транспортных средств // Материалы всеукраинской научно-технической конференции «Современные энергетические установки на транспорте и технологии та оборудование для их обслуживания». Херсон, 2012. С. 105-109.
3. Малащенко В.А., Николайчук В.М., Николайчук В.В. Подвеска колеса транспортного средства: пат. 64562 Украина. № 64562, В60G11/50, опубл. 10.11.11. Бюл. № 21. 4 с.
4. Малащенко В.А., Николайчук В.М., Николайчук В.В., Данченко Я.В. Подвеска колеса транспортного средства: пат.71174 Украина. № 71174, опубл. 10.07.12. Бюл. № 13. 4 с.
5. Николайчук В.В., Тимейчук О.Ю. Оптимизация конструктивных параметров деталей подвесок переменной жесткости // Вестн. НУВХП: сб. науч. тр. Ровно. 2010. Вып. 1. (49). С. 100-110.
6. Бидерман В.Л. Механика тонкостенных конструкций: моногр. М.: Машиностроение, 1977. 488 с.
7. Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин. М.: Машиностроение, 1973. 456 с.

References

1. Malashchenko V.A., Nikolaychuk V.V. Justification of the rational parameters of machine elastic elements // Materialy 10 mezhdunar. simpoziuma ukrainskikh inzhenerov-mekhanikov. Lviv, 2011. S. 174.
2. Malashchenko V.A., Nikolaychuk V.V. Optimization of the design parameters of the vehicles variable stiffness joints// Materialy vseukrainskoy nauch.-prakt. konf. Kherson, 2012. S. 105-109.
3. Malashchenko V.A., Nikolaychuk V.M., Nikolaychuk V.V. Vehicle wheel suspension: pat. 64562 Ukraine. № B60G11/50, opubl. 10.11.2011. Byul. № 21. 4 s.
4. Malashchenko V.A., Nikolaychuk V.M., Nikolaychuk V.V., Danchenkov Ya.V. Vehicle wheel suspension: pat. 71174 Ukraine, B60G 11/00. opubl. 10.07. 2012. Buyl. № 13. 4 s.
5. Nikolaychuk V.V., Timeychuk O.Yu. Optimization of the design parameters of variable stiffness suspension parts // Vestn. NUVKhP: sb. nauch. tr. Rovno, 2010. S. 100-110.
6. Biderman V.L. Thin-walled structures mechanics: monogr. M.: Mashinostroeniye, 1977. 488 s.
7. Boyarshinov S.B. Fundamentals of structural machines mechanics. M.: Mashinostroeniye, 1973. 456 s.