

УДК 62-236.58:606:61

Н. Г. Акопян, аспирант кафедры Механики и машиноведения,
А. Н. Багдасарян, магистрант кафедры Механики и машиноведения,
Национальный Политехнический Университет Армении, Ереван, Армения.
Tel / Fax: +374 (093) 066506; E-mail: hakobyan_nina@list.ru
Tel / Fax: +374 (055) 623231; E-mail: artashes.baghdasaryan97@gmail.com

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКСОСКЕЛЕТОННОГО МОДУЛЯ И ЕГО ПРОЕКТИРОВАНИЕ ИЗ УСЛОВИЙ ЖЕСТКОСТИ ЗВЕНЬЕВ

Экзоскелетон это носимая, роботизированная, электромеханическая или механическая конструкция, предназначенная для компенсации утраченных функций, а также для увеличения физических возможностей пользователя. В статье аналитическим методом проведен силовой анализ экзоскелетонного модуля в зависимости от обобщенной координаты системы, определены реакции в кинематических парах при максимальной силе развиваемой уравнивающими пружинами. Величины реакций в кинематических парах использовались для расчета экзоскелетона при обеспечении необходимой жесткости его звеньев. Было проведено численное моделирование экзоскелетона с помощью программного обеспечения ANSYS и определено напряженно-деформированное состояние его звеньев.

Ключевые слова: уравниванный экзоскелетон, обобщенные координаты, силовой анализ, напряженно-деформированное состояние.

N. H. Hakobyan, A. N. Baghdasaryan

MODELING OF THE EXOSKELETON MODULE AND ITS DESIGNING FROM THE CONDITIONS OF RIGIDITY OF LINKS

An exoskeleton is a wearable, robotic, electromechanical or mechanical design designed to compensate for lost functions, as well as to increase the user's physical capabilities. In the article, an analytical method was used to analyze the exoskeleton module depending on the generalized coordinate of the system, determined the reactions in kinematic pairs with the maximum force developed by balancing springs. The magnitudes of the reactions in kinematic pairs were used to calculate the exoskeleton while ensuring the necessary rigidity of its links. Numerical modeling of the exoskeleton was carried out using the ANSYS software and the stress-strain state of its links was determined.

Keywords: balanced exoskeleton, generalized coordinates, force analysis, stress-strain state

1. Введение. Экзоскелетон это носимая роботизированная, электромеханическая или механическая конструкция, предназначенная для компенсации утраченных двигательных функций человека, а также для увеличения его физических возможностей [1]. Экзоскелетонам предъявляются требования гибкости, многофункциональности, мягкости, энергосбережения, комфорта. Уравнивание звеньев также очень важно для их конструкции, которое осуществляется с помощью противовесов, пружин и дополнительных механизмов. Исследования показали преимущество статически сбалансированных систем по сравнению с несбалансированными при их работе в динамических режимах [2-4, 8-12].

2. Силовой анализ экзоскелетонной сбалансированной системы

Расчетная схема экзоскелетонного модуля представлена на рис. 1. На модуль действуют в точке О 1-ого звена реакции R_o^x и R_o^y , в точке D реакции R_D^x и R_D^y .

G_z - сила тяжести пружины, определяемая по следующей формуле $G_z = 0,5(m_{z1} + m_{z2})g$, где масса первой и второй пружин соответственно m_{z1}, m_{z2} . F_1 и F_2 - соответственно усилия первой и второй пружин:

$$\bar{F} = \bar{F}_1 + \bar{F}_2, \quad \bar{F} = \bar{F}^n + \bar{F}^t. \quad (1)$$

Уравнение равновесия 2-ого сегмента биомеханической системы:

$$\sum_{i=1}^n M_D^{(2)}(F_i) = 0 \rightarrow F^n = \frac{(G_2 l_{DC_2} + G_3 l_{CD} + G_z l_{AD}) \sin \varphi_2}{l_{AD}}. \quad (2)$$

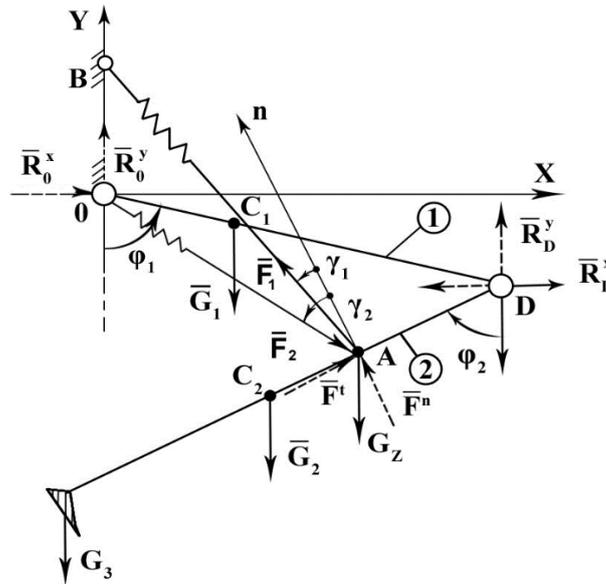


Рисунок 1. Расчетная схема экзоскелетонного модуля.

при $\varphi_2 = \pi/2$, $F_{\max}^n = \frac{(G_2 l_{DC_2} + G_3 l_{CD} + G_z l_{AD})}{l_{AD}}, \quad (3)$

$$\sum_{i=1}^n F_y = 0 \rightarrow R_D^y = -G_3 - G_2 - G_z + F^n \sin \varphi_2 + F^t \cos \varphi_2, \quad (4)$$

$$\sum_{i=1}^n F_x = 0 \rightarrow R_D^x = F^n \cos \varphi_2 - F^t \sin \varphi_2: \quad (5)$$

Уравнение равновесия 1-ого звена биомеханической системы:

$$\sum_{i=1}^n M_O^{(1)} = 0 \rightarrow -R_D^x \cos \varphi_1 l_{OD} + R_D^y \sin \varphi_1 l_{OD} - G_1 \sin \varphi_1 l_{OC_1} = 0, \quad (6)$$

$$\sum_{i=1}^n F_x = 0 \rightarrow R_O^x = R_D^x, \quad (7)$$

$$\sum_{i=1}^n F_y = 0 \rightarrow R_O^y = G_1 - R_D^y. \quad (8)$$

Выполняя соответствующие обозначения,

$$\text{имеем: } \begin{cases} R_D^y = -G_3 - G_2 - G_z + \frac{G_2 l_{DC_2} + G_3 l_{CD} + G_z l_{AD}}{l_{AD}} \sin^2 \varphi_2 + F^t \cos \varphi_2 \\ R_D^x = \frac{(G_2 l_{DC_2} + G_3 l_{CD} + G_z l_{AD}) \sin \varphi_2 \cos \varphi_2}{l_{AD}} - F^t \sin \varphi_2 \end{cases} \quad (9)$$

Касательная компонента сил, развиваемых пружинами:

$$F^t = \frac{(G_2 l_{DC_2} + G_3 l_{CD} + G_z l_{AD}) \cos(\varphi_1 + \varphi_2)}{l_{AD} \sin(\varphi_1 + \varphi_2)} + \frac{(G_3 + G_2 + G_z) \sin \varphi_1}{\sin(\varphi_1 + \varphi_2)} + \frac{G_2 \sin \varphi_1 l_{OC_1}}{l_{OD} \sin(\varphi_1 + \varphi_2)} \quad (10)$$

Подставив F^t в формулу (9) определяем R_D^y , R_D^x , после чего при помощи (7) и (8) определяем R_o^x и R_o^y .

3. Проектирование статически уравновешанного экзоскелетного модуля при изгибе и кручении его звеньев.

Из уравнений равновесия определяются реакции в кинематических парах $\bar{R}_o(R_o^x, R_o^y)$ и $\bar{R}_D(R_D^x, R_D^y)$ и суммарная нагрузка пружин на второй сегмент в точке А и их усилия $\bar{F}(F^x, F^t)$, которые зависят от обобщенных координат механизма.

Задача состоит в определении величин сил, действующих на звенья их при максимальном нагружении и проектировании звеньев из условий их жесткости. По методу Мора [5] получаем $\delta_{C_1}^n(\varphi_1, \varphi_2)$ прогиб в точке С 1-го звена:

$$\delta_{C_1}^n = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} (R_o^x \cos \varphi_1 + R_o^y \sin \varphi_1) l_{OC_1}^2 \frac{2 l_{OC_1} (l_{OD} - l_{OC_1})}{3 l_{OD}} + \frac{1}{2} (R_o^x \cos \varphi_1 + R_o^y \sin \varphi_1) l_{OC_1} (l_{OD} - l_{OC_1}) \frac{2 l_{OC_1} (l_{OD} - l_{OC_1})}{3 l_{OD}} \right) \quad (11)$$

Прогиб в опасной точке определяется также с помощью универсального уравнения упругой линии звеньев. Соединение второго звена с первым рассматривается как закрепление, имея в виду его фиксацию в расчетной позиции.

В этом случае граничными условиям будут:

$$\begin{aligned} 1) & x = 0, v_0 = 0 \\ 2) & x = 0, \alpha_0 = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

где x -координатная ось, которая совпадает с недеформированной продольной осью звена, v - прогиб звена, а $\alpha(x)$ угол поворота сечения:

Универсальное уравнение упругой линии [6] звена имеет вид:

$$EI_z v(x) = EI_z v_0 + EI_z \alpha_0 x + M \frac{(x - x_M)^2}{2} H(x_M) + P \frac{(x - x_p)^3}{6} H(x_p) + q \frac{(x - x_q)^4}{24} H(x_q) \quad (13)$$

где $H(x_i)$ - функция Хевисайда, которая выражается следующим образом.

$$H(x_i) = \begin{cases} 0 & (x < x_i) \\ 1 & (x > x_i) \end{cases} \quad (14)$$

E - модуль Юнга, I_z - момент инерции поперечного сечения звена. M - момент, P - сила, q -распределенная нагрузка, действующие на звено:

$$EI_z v(x) = M_o \frac{(x-0)^2}{2} H(0) + R_o' \frac{(x-0)^3}{6} H(0) + G_1 \sin \varphi_1 \frac{(x-l_{AD})^3}{6}. \quad (15)$$

точке А 2-ого звена $\delta_A^n(\varphi_1, \varphi_2)$ прогиб определяется из универсального уравнения (15) упругой линии. Универсальное уравнение упругой линии звена имеет следующий вид:

$$EI_z v(x) = M_D \frac{(x-0)^2}{2} H(0) + R_D' \frac{(x-0)^3}{6} H(0) + \bar{F}^n \frac{(x-l_{AD})^3}{6} H(l_{AD}) - G_z \sin \varphi_2 \frac{(x-l_{AD})^3}{6} H(l_{AD}) - G_2 \sin \varphi_2 \frac{(x-l_{DC_2})^3}{6}. \quad (16)$$

M_D выражение момента:

$$M_D = F^n l_{AD} - (G_z l_{AD} + G_2 l_{DC_2} + G_3 l_2) \sin \varphi_2. \quad (17)$$

Условие жесткости при изгибе: $\max v(x) \leq [v]$, где $[v] = 0.01l$.

От силы тяжести 1 звена образуются крутящий момент и угол закручивания, которые определяются следующими известными формулами:

$$\text{Для 1-ого звена: } M_{|x1|} = G_1 \sin \varphi_1 h_1, \quad \Phi_{k1} = \frac{M_{|x1|} l_1}{GI_{k1}}. \quad (18)$$

$$\text{Для 2-ого звена: } M_{|x2|} = (G_2 + 0.5(G_4 + G_5)) h_2, \quad \Phi_{k2} = \frac{M_{|x2|} l_{AD}}{GI_{k2}}. \quad (19)$$

Условие жесткости при кручении: $\Phi_{ki} \leq [\Phi_{ki}]$. Здесь принимаем, что допускаяемый угол кручения составляет $[\Phi_{ki}] = 0,02$ (рад).

Из условий жесткости определяются размеры поперечных сечений звеньев экзоскелетона.

4. Пример аналитического моделирования

4.1. Данные и условия моделирования.

Для расчетов используем следующие данные: 1. Масса человека составляет $M=65$ (кг), рост $L=1,72$ (м).

Известно [6], что бедро составляет 14.165% от общей массы тела, голень - 4.33%, стопа - 1.37%, из расчетов получаем: масса бедра $m_1 = 0,141M \rightarrow m_1 = 0,141 \cdot 65 = 9,207$ (кг), масса голени $m_2 = 0,043M \rightarrow m_2 = 0,043 \cdot 65 = 2,814$ (кг), масса стопы $m_3 = 0,0137M \rightarrow m_3 = 0,0137 \cdot 65 = 0,891$ (кг),

1. массы пружин: $m_{z1} = 0,844$ (кг), $m_{z2} = 0,958$ (кг),

2. сила тяжести голени: $G_2 = m_2 g \rightarrow G_2 = 2,8 \cdot 9,8 = 27,58$ (Н),

3. сила тяжести бедра: $G_2 = m_2 g \rightarrow G_2 = 9,2 \cdot 9,8 = 90,23$ (Н),

4. сила тяжести стопы $G_3 = m_3 g \rightarrow G_3 = 0,89 \cdot 9,8 = 8,73$ (Н),

сила тяжести пружин: $G_z = 0,5(m_{z1} + m_{z2})g \rightarrow G_z = 8,83$ (Н),

5. длины звеньев: $l_1 = l_2 = 0,4$ (м), $l_{DC_2} = l_{CC_2} = l_{OC_1} = l_{C_1D} = l_1/2 = 0,2$ (м),

6. обобщенные координаты $\varphi_1 = \frac{\pi}{2}, \varphi_2 \in \left[-\frac{\pi}{6}, \frac{\pi}{6}\right]$.

$E = 1,4 \cdot 10^9$ (Н/м²) – модуль упругости для карбона.

Условие жесткости на изгиб: $\max v(x) \leq [v]$, где $[v] = 0,01l$.

Условие жесткости на кручение: $\phi_{ki} \leq [\phi_{ki}]$, где $[\phi_{ki}] = 0,02$ (рад).

4.2. Силовой расчет экзоскелетного модуля

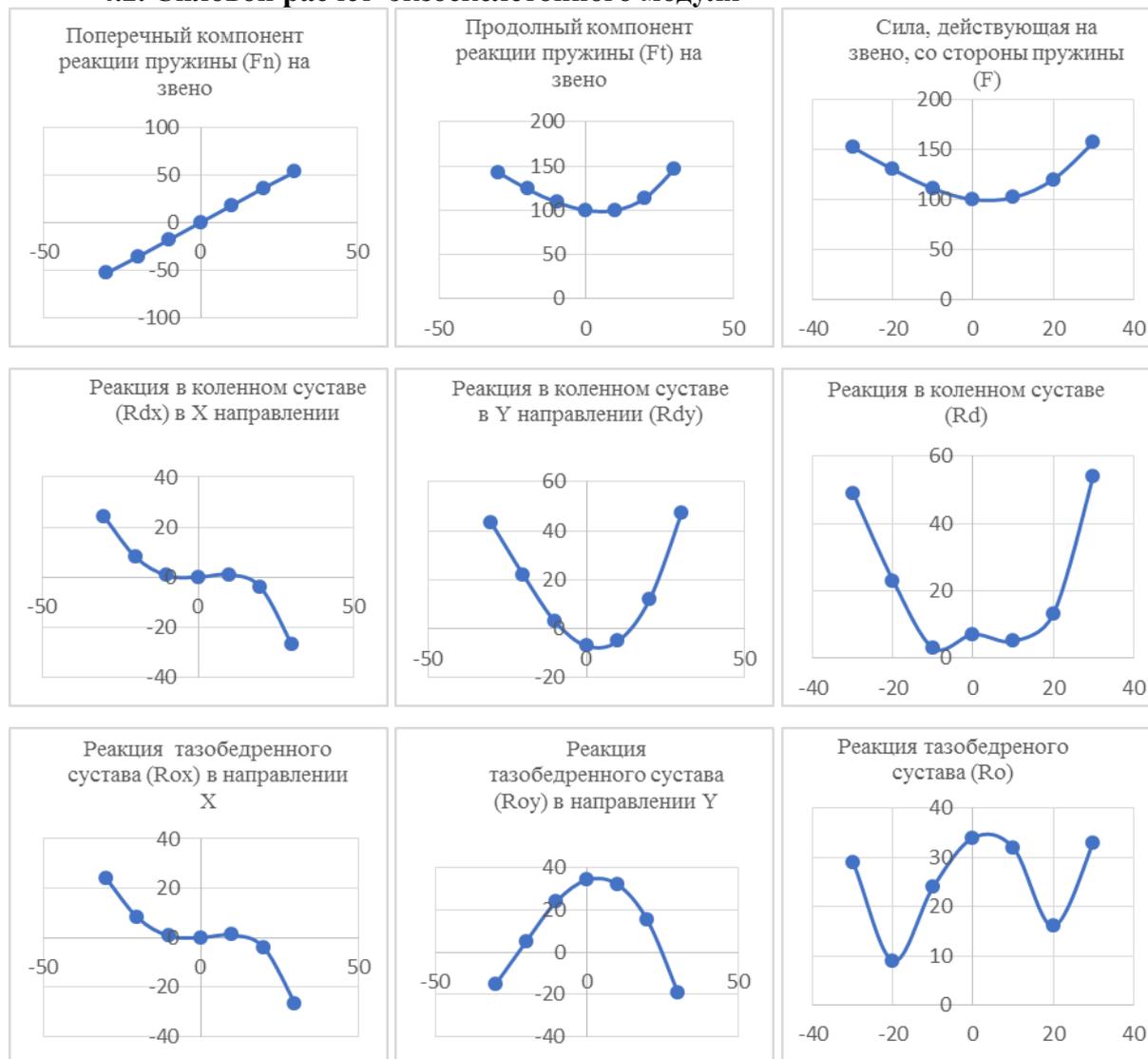


Рисунок 2. Результаты силового расчета системы в зависимости от положения голени

5. Численное моделирование модуля экзоскелетона в программной среде ANSYS

Разработка моделей является актуальной проблемой, основанной на общих принципах механики. При этом важно учитывать только те свойства реальных объектов, которые играют ключевую роль в изучении данного явления. Обычно модель имеет дело только с определенными свойствами наблюдаемого явления: две модели одного и того же объекта могут существенно отличаться. Необходимо сочетать теоретические выводы, основанные на выбранной модели, с практическими

результатами, полученными в результате экспериментов. Конечно, нет необходимости ожидать полного совпадения в этой комбинации, поскольку модель представляет собой абстракцию реальной системы, а с другой стороны, эксперимент проводится не в идеальных условиях, поэтому необходимо заранее определить требуемую точность совпадения. Моделирование и анализ позволяют избежать дорогостоящих и долгосрочных этапов “Дизайн-Производство-Тестирование”. ANSYS - развивающаяся вычислительная система, которая широко используется в автоматизированных инженерных расчетах, линейных и нелинейных, статических и динамических пространственных задачах, деформируемом твердом теле и строительной механике, в частности механике жидкости, теплообмене, электродинамике и акустике [7]. В программной среде ANSYS модель бедренного звена представлена в виде деформируемого звена из карбона, имеющего следующие геометрические параметры: $R=18,3$ мм, $l=400$ мм. Модель голени аналогична модели бедра. Механические характеристики примененного карбона приведены в табл.1.

Таблица 1.

Материал	Плотность ($кг/м^3$)	Модуль Юнга (Па)	Коэффициент Пуассона
Карбон	2850	$1,4 \cdot 10^{10}$	0.28

Модели бедра и голени экзоскелетонного модуля были получены с помощью программы ANSYS с треугольными конечными элементами (рис. 3). В первом случае, когда рассматривается модель бедра, его левый конец зафиксирован, что означает, что там равны нулю перемещения, действует сила тяжести величиной 90 Н, а на правом конце действуют силы приведенные во 2-ой таблице, которые взяты из графиков R_{ox} и R_{oy} (рис. 2).

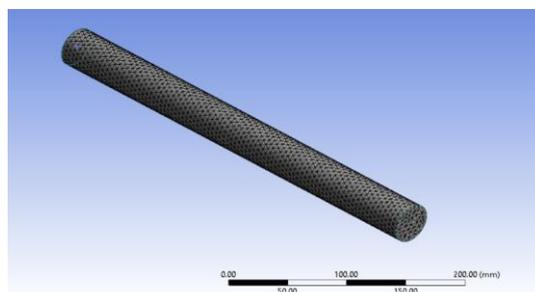


Рисунок 3. Деление модуля на конечные элементы

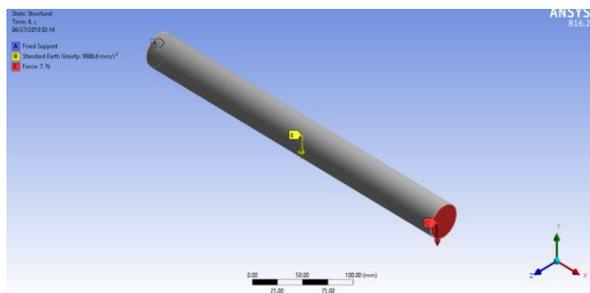


Рисунок 4. А-фиксированный край, В-сила тяжести, С- переменная сила

Силы изменяются с интервалом в 1 секунду, что позволяет рассматривать нагружение системы как статическое. Поскольку рассматривается плоская

механическая система, то составляющие сил в направлении z всегда принимаются равными нулю.

Таблица 2.

шаг	время (с)	$X (H)$	$Y (H)$
1	0	0	0
1	1	24	43
2	2	8	22
3	3	0,6	3
4	4	0	-7
5	5	1	-5
6	6	-4	12
7	7	-27	47

В результате моделирования получены прогибы (рис. 5), максимальное значение которых составило 0,73 мм и максимальное значение напряжения, которое составило 3,4 МПа на фиксированном крае (рис. 6).

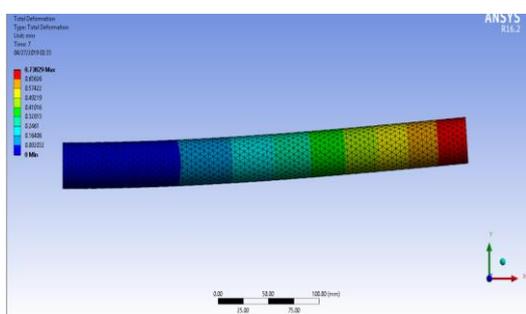


Рисунок 5. Деформации бедренного звена

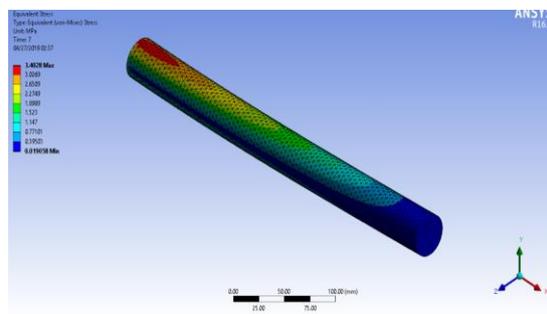


Рисунок 6. Напряжения в бедренном звене

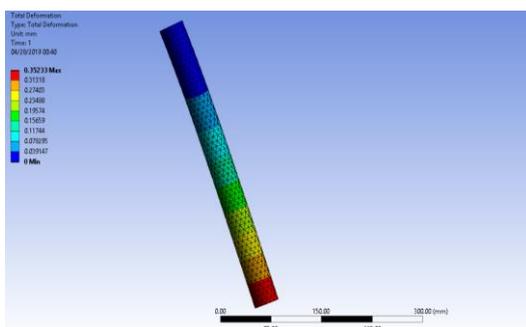


Рисунок 7. Деформации голенного звена

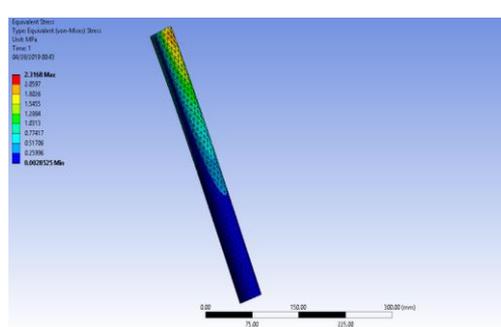


Рисунок 8. Напряжения голенного звена

Для голенного звена принимаем, что его левый край зафиксирован и действуют силы пружины F^n и сила тяжести G . При этом сила F^n принимается равной 157,3 Н, что соответствует максимальной нагруженности голени в положении его под углом 30° . Сила тяжести стопы приложена к свободному концу голени и равна $G = 36,2$ Н. Был рассчитан максимальный прогиб звена голени, который составил 0,35 мм (рис. 7) и максимальное напряжение, которое составило 2,31 МПа (рис. 8).

Заключение

В статье аналитическим методом проделан силовой анализ экзоскелетона в функции от обобщенных координат и определены реакции в его кинематических парах при максимальной силе, развиваемой пружинами. Определены максимальные реакции в кинематических парах, значения которых используются для проектирования экзоскелетона и обеспечения необходимой жесткости его звеньев. Было проведено численное моделирование экзоскелетона с помощью программного обеспечения ANSYS и определено напряженно-деформированное состояние звеньев с целью уточнения результатов расчета.

ЛИТЕРАТУРА:

1. <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%AD%D0%BA%D0%B7%D0%BE%D1%81%D0%BA%D0%B5%D0%BB%D0%B5%D1%82>
2. Arakelian, S. Ghazaryan. Gravity balancing of the human leg taking into account the spring mass. Proceedings of the 9th International Conference on Climbing and Walking Robots (CLAWAR), Brussels, Belgium, 12-14 September, 2006.
3. Arakelian, G.V. Improvement of balancing accuracy of robotic systems: Application to leg orthosis for rehabilitation devices. Mechanism and Machine Theory / G.V. Arakelian, S. Ghazaryan. – 43 N 5. – 2008. – P. 565–575.
4. S. Banala et al., A gravity balancing leg orthosis for robotic rehabilitation. Proceedings of the International Conference of Robotics and Automation, pp. 2427-2479, 2004.
5. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. – М.: Наука., 1979. – 560 с.
6. Бегун, П. Н. Биомеханика / П. Н. Бегун, Я. А. Шукейло – Санкт-Петербург: Политехника, 2000.
7. <https://en.wikipedia.org/wiki/Ansys>.
8. Zakaryan, N.B. Dynamic analysis of the plane biped walking mechanism taking into account the elasticity of links and joints. // SEUA Proceedings, Series “Mechanics, machine science, machine building”. – 2014. – Issue 17. – №2. – P. 49-55.
9. Zakaryan, N. B. Modelling of Universal Active Module of Human Motor Function Rehabilitation Device. / N. B. Zakaryan // NPUA Proceedings, Series “Mechanics, machine science, machine building”. – 2015. – Issue 18. – №2. – P. 72-77.
10. Арутюнян, М. Г. Учет упругости приводных элементов при разработке робототехнических реабилитационных устройств. /М. Г. Арутюнян, Н. Б. Закарян // Сб. трудов XXIII межд. научно-техн. конф. “Машиностр. и техносфера XXI века”. – Донецк: Севастополь, 2016. – Т. 1. – С. 10-13.
11. Zakaryan, N. B. Optimal design of active orthosis with redundant composite polymer-metal controllable stiffness actuators. / N. B. Zakaryan M. G. Harutyunyan, Y. L. Sarkissian // Coll. works XXIII international scientific and technical conference “Machine Building and Technosphere in XXI century”. – Doneck-Sevastopol, 2016. – Vol. 1.–. P. 86-91.
12. Казарян, С. Д. Разработка конструкций портативного ортеза для ходьбы и приседания. / С. Д. Казарян, М. Г. Арутюнян // Вестник НПУА. “Механика, машиноведение, машиностроение”. – Ереван, 2017. – N2. – С. 43-52.

Поступила в редколлегию 06.05.2019 г.