

УДК 617.582

В.И. Пахалюк, доцент, канд. техн. наук,

А.М. Поляков, доцент, канд. техн. наук,

И.Б. Десятов, инженер

Севастопольский национальный технический университет

ул. Университетская 33, г. Севастополь, Украина, 99053

E-mail: root@sevgtu.sebastopol.ua

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ОЦЕНКИ ПРИВОДОВ МЕХАНИЗМОВ ВРАЩЕНИЯ БЕДРЕННОЙ ГОЛОВКИ В МОДЕЛИРУЮЩЕМ УСТРОЙСТВЕ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ЭНДОПРОТЕЗОВ ТАЗОБЕДРЕННОГО СУСТАВА НА ИЗНОС

Выполнена качественная и количественная оценка кинематических и динамических характеристик мехатронных приводов механизмов вращения бедренной головки в новой конструкции моделирующего устройства для испытаний эндопротезов тазобедренного сустава на износ с возможностью обеспечения достоверных параметров по управлению приводами при воспроизведении регламентированных диаграмм угловых перемещений головки.

Ключевые слова: эндопротез тазобедренного сустава, износ, симулятор для испытаний.

Введение

Сущность испытаний элементов тазобедренного сустава на износ состоит в том, что центр бедренной головки эндопротеза в моделирующем устройстве помещается в фиксированной точке пересечения трех взаимно перпендикулярных осей и приводится во вращательное движение относительно собственного центра. Форма траектории движения произвольной точки на поверхности головки определяется ее начальным положением и характером изменения углов Эйлера, зависимость которых от времени (периода фазы движения) определяется с учетом специфики биомеханических движений человека в процессе ходьбы или регламентируется стандартами.

Согласно требованиям стандарта ISO 14242-1 максимальные диапазоны угловых перемещений бедренной головки (имеющих в литературе обозначение FE) составляют $+25^{\circ}/-18^{\circ}$ для разгибания/сгибания бедра, $+7^{\circ}/-4^{\circ}$ для приведения/отведения бедра (AA) и $+2^{\circ}/-11^{\circ}$ для внутреннего/внешнего вращения (IOR) с точностью воспроизведения $\pm 3^{\circ}$ в максимумах и минимумах диаграмм угловых перемещений и $\pm 1\%$ от времени цикла по фазе. Частота цикла составляет $1\text{ Гц} \pm 0,1\text{ Гц}$. В процессе испытаний поверхность вращающейся головки нагружается внешней силой, прикладываемой со стороны вертлюжного компонента (чашки) к головке испытуемого эндопротеза. Величина силы изменяется от 0,3кН до 3кН по «двухпиковой» диаграмме.

В Межведомственной лаборатории биомеханики Севастопольского национального технического университета разработана и изготовлена принципиально новая конструкция моделирующего устройства (симулятора) для испытания тотальных эндопротезов тазобедренного сустава (ТЭТБС) на износ с мехатронными приводами (электромеханическими осями нового поколения) как для создания нагрузки посредством нажимного механизма, так и для осуществления трех угловых перемещений бедренной головки. Приводы включают в себя шаговый двигатель (для вращения головки) или серводвигатель (для нажимного механизма) с редуктором и непосредственно саму электромеханическую ось с зубчатым ременным механизмом.

На рисунке 1 представлена схема нажимного механизма одного из двух блоков моделирующего устройства, в которой часть конструкции моделирующего устройства не показана для удобства визуализации цепи нагрузки. Каждый блок включает в себя три подвижные испытательные станции 1 для одновременного испытания трех эндопротезов и одну неподвижную станцию намокания 2. Переменная по величине в течение цикла вертикальная сила прикладывается к вертлюжному компоненту эндопротеза (чашке) 3 каждой испытательной станции одновременно на всех станциях блока через двуплечий рычажный механизм с передаточным отношением 1:15 посредством электромеханической оси 7, воздействующей на шатун 4. Ось 7 с зубчатым ременным механизмом (как более дешевое ее исполнение и, кроме этого, обеспечивающее большее число возможных вариантов монтажа по сравнению с шариковым винтовым механизмом) содержит серводвигатель 5 и редуктор 6.

Для определения оптимальных кинематических и динамических параметров привода механизма нажимного устройства была решена задача многокритериальной оптимизации конструкции по критериям минимизации углов давления в кинематических парах и максимизации коэффициента передачи усилия, в которой учитывались характеристики электромеханической оси EGC-120-50-TB-KF-50H-GK-ZUB-2MY2X производства компании FESTO [1]. В [2] были представлены кинематические и динамические оценки привода с оптимизированными параметрами механизма, в которых учитывалась зависимость величины силы нагрузки от времени, соответствующая требованиям стандарта ISO 14242-1.

В данной работе приведены результаты кинематических и динамических исследований механизмов вращения бедренной головки моделирующего устройства по аналогии с исследованиями, выполненными в работе [2].

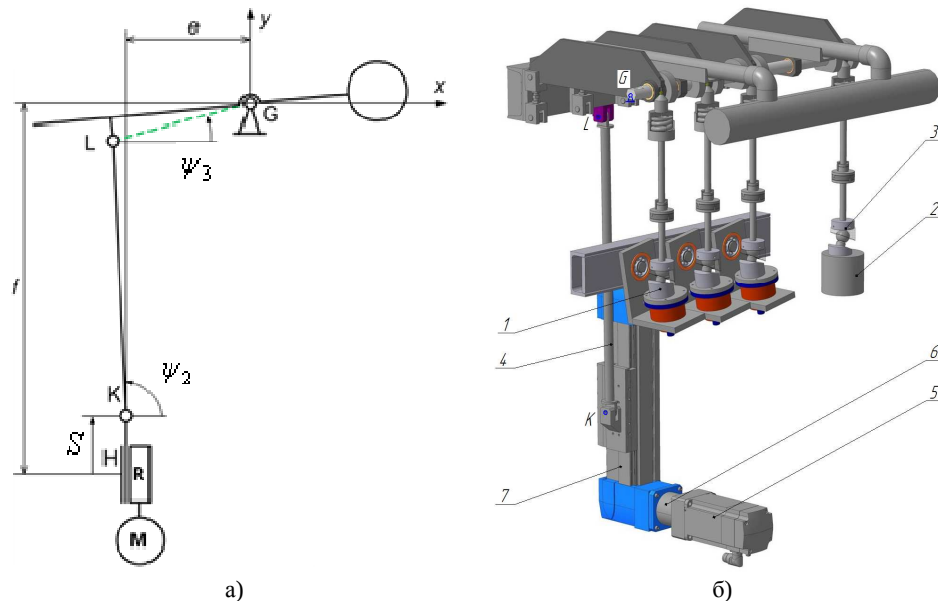


Рисунок 1 – Привод механизма нажимного устройства: а) кинематическая схема; б) 3D-модель

Цель работы – качественная и количественная оценка кинематических и динамических характеристик мехатронных приводов механизмов вращения бедренной головки в новой конструкции моделирующего устройства для испытаний тотальных эндопротезов тазобедренного сустава на износ с возможностью обеспечения достоверных параметров по управлению приводами при воспроизведении регламентированных форм диаграмм угловых перемещений головки.

1. Конструкция механизмов вращения бедренной головки

Моделирующее устройство (симулятор) содержит в одном блоке три подвижных испытательных станции для одновременного испытания трех эндопротезов. Центр бедренной головки лежит в точке пересечения трех вращающихся в процессе испытания осей симулятора: FE, AA, IOR (рисунок 2). Бедренный компонент 1 установлен в центре U-образного кронштейна 2 и имеет две вращательные степени свободы (движения AA и IOR). Сам кронштейн установлен в прямоугольной раме 3, содержащей три U-образных кронштейна (три станции), выполняющей движение FE вокруг неподвижной горизонтальной оси, параллельной основанию симулятора. Ось, обеспечивающая движение AA, подвижна, перпендикулярна к оси с движением FE и колеблется при движении FE вокруг нее. Движение IOR осуществляется вокруг вертикальной подвижной оси при осуществлении движения AA. Все подвижные станции устройства кинематически связаны между собой и осуществляют одновременное движение от соответствующих приводов.

Вращение головок 1 испытуемых эндопротезов относительно собственных осей (IOR) (рисунок 3) осуществляется непосредственно от шагового 2 двигателя ЕМMS-ST-87-M-SEB [3] через редуктор 3. Закон движения выходного вала редуктора, удовлетворяющий требованиям стандарта ISO 14242-1 хорошо аппроксимируется гармонической функцией

$$IOR = -\frac{\pi}{30} \cos(2\pi t) - \frac{\pi}{45}. \quad (1)$$

С учетом суммарного момента инерции приведенной к выходному валу массы, максимальный вращающий момент при реализации вращений в соответствии с законом (1) не превышает 0,05 Нм, а максимальная мгновенная мощность не более 0,02 Вт. Таким образом, двигатель ЕМMS-ST-87-M-SEB позволяет реализовать и более сложные законы движения, в том числе и такие, при которых пиковые значения угловых ускорений существенно выше.

Для вращений U-образных кронштейнов (AA) и прямоугольной рамы (FE) используются приводы на основе электромеханических осей EGC-120-50-TB-KF-50H-GK-ZUB-2MY2X, EGC-185-100-TB-KF-50H-GK-ZUB-2MY2X и стержневых механизмов, кинематические схемы которых представлены на рисунках 4 и 5, соответственно. При этом электромеханический привод с осью 1 (рисунок 4) для

выполнения движения АА прикреплен сбоку на подвижной прямоугольной раме 2 одного из блоков симулятора, а с противоположной стороны этой же рамы установлен противовес 3, что делает систему статически уравновешенной.

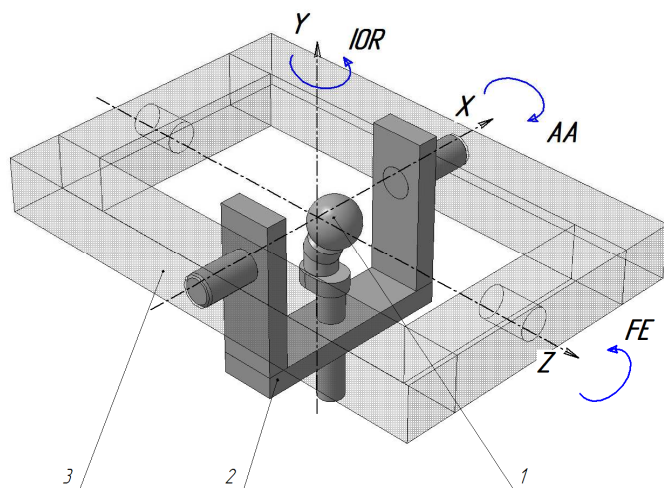


Рисунок 2 – Схема подвижной прямоугольной рамы с прикрепленным U-образным кронштейном

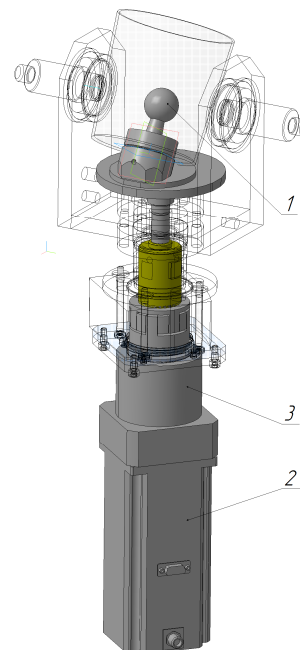
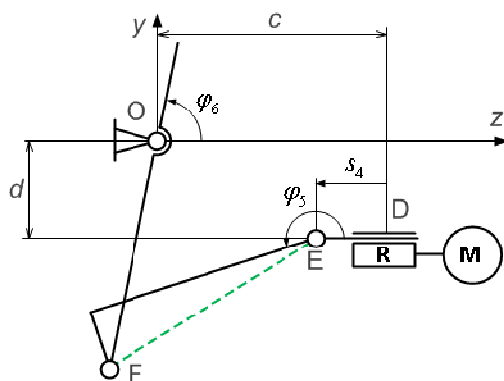
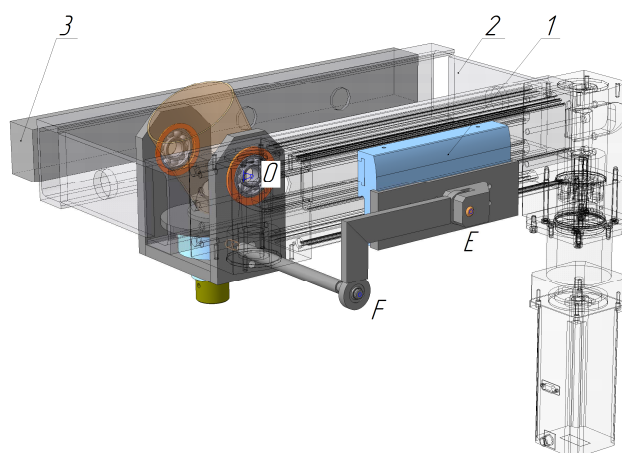


Рисунок 3 – Привод вращения головки относительно собственной оси IOR



а)



б)

Рисунок 4 – Привод механизма вращения U-образного кронштейна: а) кинематическая схема; б) 3D-модель

2. Динамический анализ механизмов вращения бедренной головки

Для определения законов движения ползунов электромеханических осей, обеспечивающих требуемые углы поворота головки, решим обратные задачи кинематики механизмов.

Уравнение замкнутости контура механизма вращения U-образного кронштейна (рисунок 4а) в комплексной форме имеет вид

$$l_{OF}(\cos \varphi_6 + i \sin \varphi_6) = c + s_4 - id + l_{EF}(\cos \varphi_5 + i \sin \varphi_5)$$

и в алгебраической форме представляет собой систему двух трансцендентных уравнений

$$\begin{aligned} l_{OF} \cos \varphi_6 - c - s_4 - l_{EF} \cos \varphi_5 &= 0, \\ l_{OF} \sin \varphi_6 + d - l_{EF} \sin \varphi_5 &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Исключив из (2) φ_5 , получим

$$s_4^2 + 2(l_{OF} \cos \varphi_6 - c)s_4 + l_{OF}^2 + c^2 + d^2 - l_{EF}^2 - 2l_{OF}(c \cos \varphi_6 - d \sin \varphi_6) = 0. \quad (3)$$

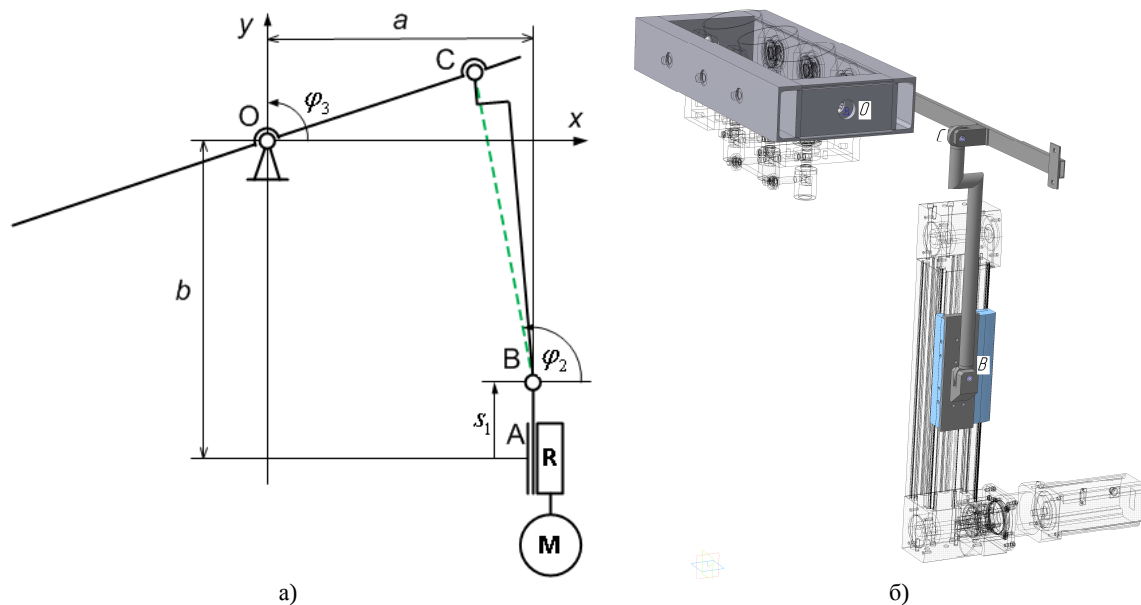


Рисунок 5 – Привод механизма вращения прямоугольной рамы (движение FE): а) кинематическая схема; б) 3D-модель (показана только рама одного из блоков симулятора, на которой нет привода движения AA)

Разрешая (3) относительно s_4 , получим решение обратной задачи кинематики (4), относительно φ_6 – решение прямой задачи кинематики механизма (5):

$$s_4 = -c + l_{OF} \cos \varphi_6 - \sqrt{l_{EF}^2 - d^2 - 2dl_{OF} \sin \varphi_6 - l_{OF}^2 \sin^2 \varphi_6}, \quad (4)$$

$$\varphi_6 = \frac{\pi}{2} - \arccos \left(\frac{-k_1 k_0 - k_2 \sqrt{k_1^2 + k_2^2 - k_0^2}}{k_1^2 + k_2^2} \right), \quad (5)$$

где $k_0 = (c + s_4)^2 + d^2 + l_{OF}^2 - l_{EF}^2$; $k_1 = -2l_{OF}(c + s_4)$; $k_2 = 2dl_{OF}$.

Воспользовавшись кинематической схемой (рисунок 5, а) и выполнив аналогичные действия, получим решения обратной (6) и прямой (7) задач кинематики механизма привода прямоугольной рамы:

$$s_1 = b + l_{OC} \sin \varphi_3 + \sqrt{l_{BC}^2 - a^2 + 2al_{OC} \cos \varphi_3 - l_{OC}^2 \cos^2 \varphi_3}, \quad (6)$$

$$\varphi_3 = \arcsin \left(\frac{-c_2 c_0 - c_1 \sqrt{c_1^2 + c_2^2 - c_0^2}}{c_1^2 + c_2^2} \right), \quad (7)$$

где $c_0 = (b - s_1)^2 + a^2 + l_{OC}^2 - l_{BC}^2$; $c_1 = -2al_{OC}$; $c_2 = 2l_{OC}(b - s_1)$.

Как было отмечено выше, законы движения механизмов вращения головки эндопротеза могут быть заданы, исходя из специфических требований, определяемых условиями испытаний или же регламентироваться стандартами. Так, например, согласно стандарту ISO 14242-1 при реализации вращательных движений приведения – отведения бедренной кости (AA) регламентируются следующие значения параметров периодической функции $AA = AA(t)$:

Таблица 1 – Требования стандарта ISO 14242-1 для движений AA при испытаниях ЭТБС на износ

Время, % цикла $\pm 1\%$	0	21	62	100
Угол приведения (+) или отведения (-) $\pm 3^\circ$	3	7	-4	3

Учитывая рекомендуемую форму графика и указанные в таблице ограничения, функция $AA = AA(t)$ может быть аппроксимирована полиномом 9-ой степени

$$AA = \sum_{i=0}^9 a_i t^i,$$

коэффициенты которого a_i , $i=0,1,\dots,9$ определяются из следующей системы 10-ти линейных алгебраических уравнений при произвольном периоде цикла t_c :

$$AA(0) = AA(t_c) = 3; AA(0,21t_c) = 7; AA(0,62t_c) = -4; \frac{dAA}{dt}(0,21t_c) = \frac{dAA}{dt}(0,62t_c) = 0; \frac{dAA}{dt}(0) = \frac{dAA}{dt}(t_c);$$

$$\frac{d^2 AA}{dt^2}(0) = \frac{d^2 AA}{dt^2}(t_c); \frac{d^3 AA}{dt^3}(0) = \frac{d^3 AA}{dt^3}(t_c); \frac{d^4 AA}{dt^4}(0) = \frac{d^4 AA}{dt^4}(t_c). \quad (8)$$

Приняв при решении системы (8) $t_c = 1$ сек, получим искомую функцию. Графики функции $AA = AA(t)$ и ее производных представлены на рисунке 6.

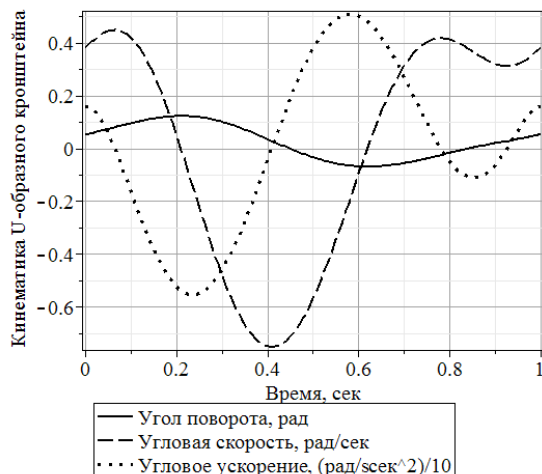


Рисунок 6 – Графики функции $AA = AA(t)$ и ее производных

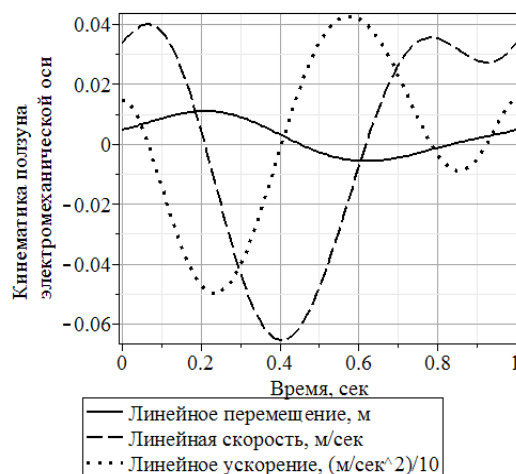


Рисунок 7 – Графики функции $s_4 = s_4(t)$ и ее производных

Подставив значения оптимизированных кинематических параметров механизма ($c = 0,15$ м, $d = 0,015$ м, $L_{EF} = 0,166$ м, $L_{OF} = 0,086$ м) в (4), получим обратную функцию положения $s_4 = s_4(\varphi_6)$, а после подстановки в нее $\varphi_6 = AA(t)$ — функцию, описывающую зависимость перемещения ползуна электромеханической оси от времени $s_4 = s_4(t)$. Графики функции $s_4 = s_4(t)$ и ее производных представлены на рисунке 7.

Следует отметить, что на области определения $\varphi_6 \in [-4^\circ, 7^\circ]$ обратная функция положения механизма практически линейна и может быть представлена в виде $s_4 = K_4 \varphi_6 + C_4$, где K_4 , C_4 — размерные константы, определяемые по таблице значений функции $s_4 = s_4(\varphi_6)$. Таким образом, при определенных в результате оптимизации кинематических параметрах, дополнительные ускорения выходного звена механизма (U-образного кронштейна), связанные с особенностями кинематической схемы, практически равны нулю.

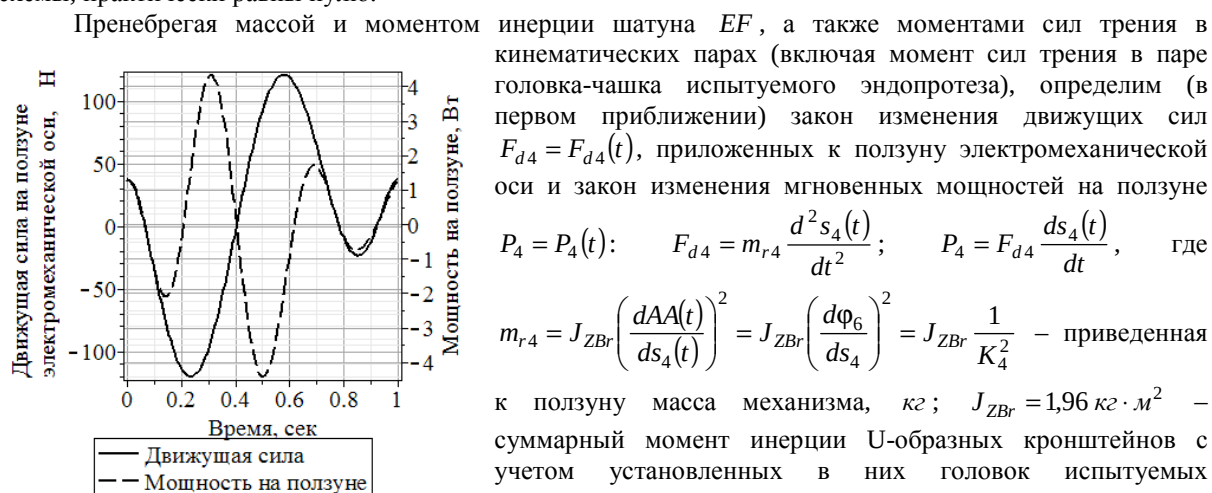


Рисунок 8 – Графики зависимостей $F_{d4} = F_{d4}(t)$ и $P_4 = P_4(t)$

Пренебрегая массой и моментом инерции шатуна EF , а также моментами сил трения в кинематических парах (включая момент сил трения в паре головка-чашка испытуемого эндопротеза), определим (в первом приближении) закон изменения движущих сил $F_{d4} = F_{d4}(t)$, приложенных к ползуну электромеханической оси и закон изменения мгновенных мощностей на ползуне $P_4 = P_4(t)$:

$$F_{d4} = m_{r4} \frac{d^2 s_4(t)}{dt^2}; \quad P_4 = F_{d4} \frac{ds_4(t)}{dt}, \quad \text{где}$$

$$m_{r4} = J_{ZBr} \left(\frac{dAA(t)}{ds_4(t)} \right)^2 = J_{ZBr} \left(\frac{d\varphi_6}{ds_4} \right)^2 = J_{ZBr} \frac{1}{K_4^2} - \text{приведенная}$$

к ползуну масса механизма, кг; $J_{ZBr} = 1,96 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — суммарный момент инерции U-образных кронштейнов с учетом установленных в них головок испытуемых эндопротезов и шагового двигателя.

Графики зависимостей F_{d4} и P_4 от времени представлены на рисунке 8. Их анализ показывает, что

максимальная по модулю движущая сила, приложенная к ползуну электромеханической оси, не превышает по 120 Н, а максимальная по модулю мгновенная мощность – 5 Вт. Следовательно, выбранный типоразмер оси также позволяет осуществлять вращения U-образных кронштейнов, описываемые существенно более сложными законами.

В отличие от приводов, реализующих вращения IOR и AA, привод вращения прямоугольной рамы с движением FE (рисунок 5) должен обеспечивать значительно большие движущие усилия. Это объясняется, во-первых, большим моментом инерции этой рамы, с учетом установленных на ней узлов и противовеса и присоединенной к этому же приводу прямоугольной рамой другого блока симулятора ($J_{Car} = 7,12 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$) и, во-вторых, большой амплитудой регламентированных стандартом ISO 14242-1 вращательных движений ($\Delta\varphi_3 = 43^\circ \pm 6^\circ$).

В связи с этим важное значение имеют зависимости $FE = FE(t)$, которые должны быть реализованы при воспроизводстве периодических вращательных движений прямоугольной рамы, параметры закона движения которой, согласно стандарта ISO 14242-1, приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Требования стандарта ISO 14242-1 для движения FE при испытаниях ЭТБС на износ

Время, % цикла $\pm 1\%$	0	50	100
Угол сгибания (+) или разгибания (-) $\pm 3^\circ$	25	-18	25

При этом рекомендуемая стандартом форма графика периодической функции $FE = FE(t)$ в периоды разгона и торможения близка к отрезкам прямых линий. Однако эта рекомендация не является регламентируемой и, в общем случае закон движения каретки $FE = FE(t)$ может быть задан множеством способов, удовлетворяющих лишь ограничениям, приведенным в таблице 2.

В качестве примера ниже представлены кинематические и динамические оценки привода прямоугольной рамы при следующих законах движения:

- 1) гармонический закон движения:

$$FE = \frac{43\pi}{360} \cos(2\pi t) + \frac{7\pi}{360}; \quad (9)$$

- 2) закон движения, удовлетворяющий ограничениям и рекомендациям стандарта ISO 14242-1:

$$FE = \begin{cases} 0,44 - 10,91t^2 - 1221,73t^4, & t < 0,05 \text{ sec} \\ 0,49 - 1,70t, & t < 0,45 \text{ sec} \\ 78,77 - 621,78t + 1843,50t^2 - 2443,46t^3 + 1221,73t^4, & t < 0,55 \text{ sec} \\ -1,22 + 1,70t, & t < 0,95 \text{ sec} \\ -1232,20 + 4908,74t - 7341,29t^2 + 4886,92t^3 - 1221,73t^4, & t \leq 1,0 \text{ sec} \end{cases}; \quad (10)$$

- 3) произвольный несимметричный закон движения, удовлетворяющий ограничениям стандарта ISO 14242-1:

$$FE = \begin{cases} 0,44 + 0,03t - 9,09t^2 - 0,91t^3 + 61,33t^4 - 76,22t^5, & t < 0,21 \text{ sec} \\ 0,40 + 0,83t - 16,66t^2 + 35,17t^3 - 24,58t^4 + 5,60t^5, & t < 0,50 \text{ sec} \\ -0,31 + 2,31 \cdot 10^{-16}t + 23,56(t - 0,5)^2, & t < 0,56 \text{ sec} \\ -1,61 + 2,49t - 2,82(t - 0,62)^2, & t < 0,81 \text{ sec} \\ 0,43 + 1,46 \cdot 10^{-16}t - 3,73(t - 1,0)^2, & t \leq 1,0 \text{ sec} \end{cases}. \quad (11)$$

Подставив эти функции в (6) с учетом оптимизированных значений кинематических параметров ($a = 0,13 \text{ м}$, $b = 0,435 \text{ м}$, $l_{BC} = 0,437 \text{ м}$, $l_{OC} = 0,09 \text{ м}$), получим решения обратной задачи кинематики механизма, которые в графической форме представлены на рисунке 9.

Элементарный анализ графиков показывает, что незначительные (в общем) изменения законов движения прямоугольной рамы, а, следовательно, и законов движения ползуна электромеханической оси, приводят к существенным изменениям скоростей и ускорений, что, в свою очередь, сказывается на динамике привода. Так, например, при отработке законов (10) и (11) в приводе будут реализованы «мягкие удары», при которых в течение малых отрезков времени ускорения резко изменяются на конечную величину и достигают пиковых значений. Графики зависимостей движущих сил и мгновенных

мощностей на ползуне электромеханической оси, построенные с учетом действительного значения суммарного момента инерции прямоугольных рам двух блоков симулятора представлены на рисунке 10.

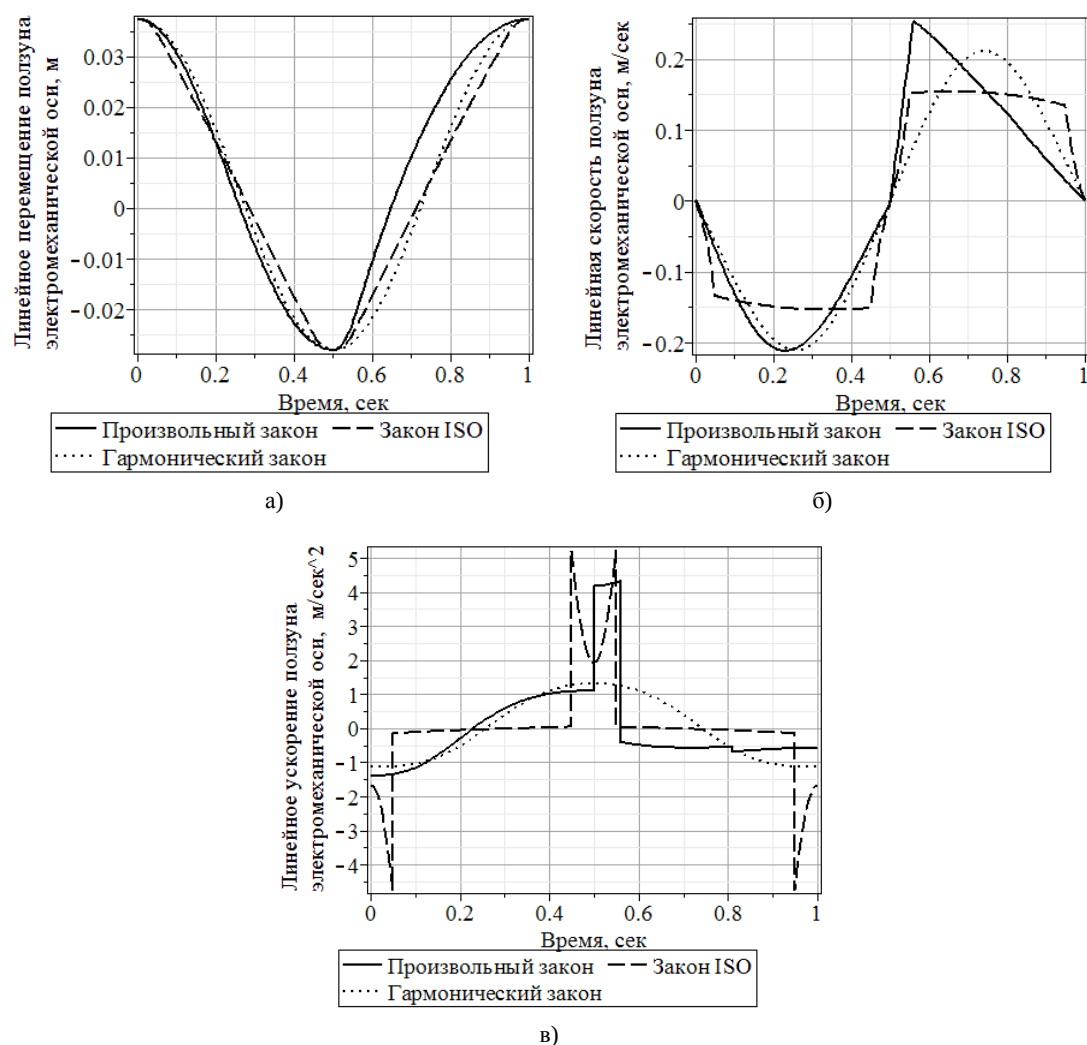


Рисунок 9 – Зависимости линейных перемещений (а), скоростей (б) и ускорений (в) ползуна электромеханической оси от времени при различных законах движения прямоугольной рамы

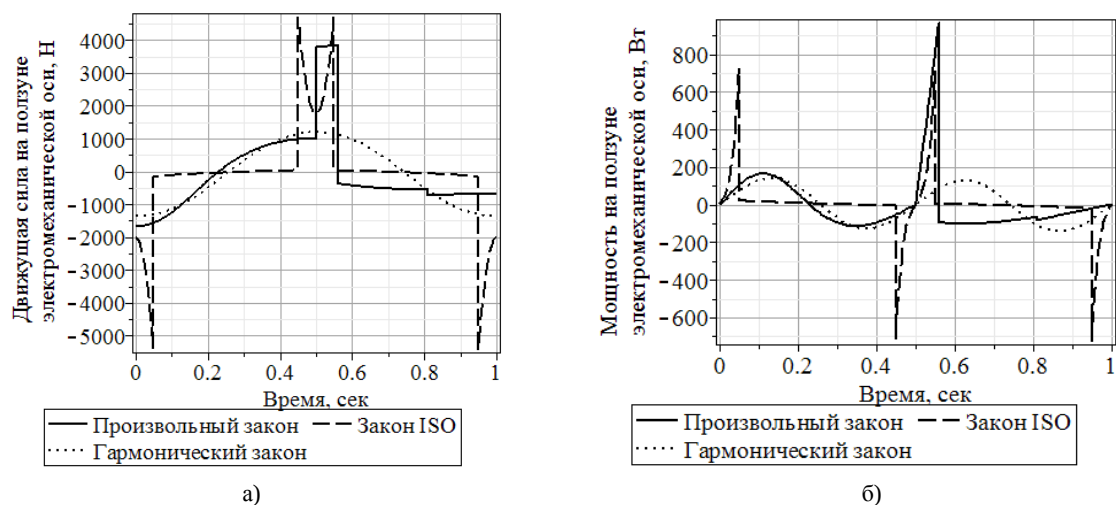


Рисунок 10 – Зависимости движущих сил (а) и мгновенных мощностей (б) ползуна электромеханической оси от времени при различных законах движения прямоугольной рамы

Анализ графиков свидетельствует о том, что при частоте колебаний $\nu_{Car} = 1,0 \text{ Гц}$ посредством электромеханической оси EGC-185-100-TB-KF-50H-GK-ZUB-2MY2X, способной обеспечить максимальное движущее усилие на ползуне $F_{1Max} = 2500 \text{ Н}$, может быть реализован закон движения (9) или подобный ему. Законы вида (10) и (11) могут быть реализованы после модификации, позволяющей устранить резкое изменение ускорений ползуна за короткие промежутки времени. Основная цель такой модификации – уменьшение пиковых значений ускорений ползуна и, соответственно, необходимых движущих усилий до допустимых для данной электромеханической оси значений. Для этого достаточно изменить законы движения на отрезках времени, соответствующих изменению вида кусочно-непрерывной функции $FE = FE(t)$. Такая задача может быть решена, например, итерационным методом, предусматривающим модификацию закона изменения углового ускорения прямоугольной рамы $\frac{d^2 FE(t)}{dt^2}$ на определенных отрезках времени с последующим его интегрированием и контролем ограничений, накладываемых на функцию $FE = FE(t)$.

4. Обсуждение результатов

В процессе конструкторской разработки моделирующего устройства для испытаний элементов тазобедренного сустава на износ была принята концепция, предусматривающая использование в приводах механизмов вращения бедренной головки шагового двигателя и электромеханических осей производства фирмы FESTO. Кинематические параметры стержневых механизмов привода были определены в результате решения задач многокритериальной оптимизации с учетом минимизации углов давления в кинематических парах и максимизации коэффициентов передачи усилий. Полученные решения позволили спроектировать механизмы с передаточными функциями нулевого порядка (функциями положения) близкими к линейным на области их определения. Таким образом, законы движения выходных звеньев практически пропорциональны законам движения входных звеньев механизмов. Это позволило на основании оценок возможных законов движения выходных звеньев определить в первом приближении необходимые типоразмеры шагового двигателя и электромеханических осей.

Приведенные выше уточненные кинематические и динамические оценки свидетельствуют о том, что использованные в моделирующем устройстве комплектующие изделия позволяют реализовывать достаточно широкий спектр законов движения, в том числе удовлетворяющих требованиям стандарта ISO 14242–1, что является его главным преимуществом по сравнению с известными аналогами.

Заключение

Проведена качественная и количественная оценка кинематических и динамических характеристик мехатронных приводов с электромеханическими осями нового поколения, впервые примененными в новой конструкции моделирующего устройства для испытаний тотальных эндопротезов тазобедренного сустава на износ для механизмов вращения бедренной головки, что дает возможность обеспечения достоверных параметров по управлению приводами при воспроизведении регламентируемых форм диаграмм угловых перемещений головки. Для оценки были приняты кинематические диаграммы угловых перемещений бедренной головки, указанные в стандарте ISO 14242–1, и их воспроизведение в широком диапазоне законов, удовлетворяющих указанной в стандарте допустимой погрешности реализации. Выявлены законы воспроизведения регламентируемых перемещений, позволяющих минимизировать возникающие динамические усилия на ползунах электромеханических осей и выбрать их типоразмер.

Выполненный проверочный расчет выбранных типоразмеров электромеханических осей в полной мере подтвердил их работоспособность при указанных условиях и показал наличие определенного запаса по усилиям, что позволяет гарантировать проведение испытаний по другим законам движения бедренной головки и, в том числе, регламентируемым Заказчиком и является предметом дальнейших исследований.

Библиографический список использованной литературы

1. Toothed belt axes EGC-TB-KF, with recirculating ball bearing guide [Электронный ресурс]. — Электрон. данные (1240000 bytes). — Режим доступа: http://xdki.festo.com/xdki/data/doc_ENGB/PDF/EN/EGC-TB_EN.PDF Sunday, 23 January 2011 19:35.
2. Пахалюк В.И. Оценка кинематических и динамических характеристик нажимного механизма моделирующего устройства для испытаний эндопротезов тазобедренного сустава на износ / В.И. Пахалюк, А.М. Поляков, И.Б. Десятов, М.Г. Ступко // Вестник СевНТУ. Сер. Механика, энергетика, экология: сб. науч. тр. — Севастополь: СевНТУ, 2011. — Вып. 120. — С. 170–176.

3. Шаговые двигатели EMMS-ST [Электронный ресурс]. — Электрон. данные (3950000 bytes). — Режим доступа: http://xdki.festo.com/xdki/data/doc_RU/PDF/RU/EMMS-ST_RU.PDF Sunday, 23 January 2011 19:45.

Поступила в редакцию 14.03.2012 г.

Пахалиук В.І., Поляков О.М., Десятов І.Б. Кінематичні та динамічні оцінки рушіїв механізмів обертання стегнової головки в моделюючому пристрої для випробування ендопротезів кульшового суглоба на зношування

Виконано якісну та кількісну оцінку кінематичних і динамічних характеристик мехатронних рушіїв механізмів обертання стегнової головки в новій конструкції моделюючого пристрою для випробування ендопротезів кульшового суглоба на зношування з можливістю забезпечення достовірних параметрів з керування рушіями при відтворенні регламентованих форм діаграм кутових переміщень головки.

Ключові слова: ендопротез кульшового суглоба, зношування, симулятор для випробування.

Pakhaliuk V.I., Poliakov O.M., Desyatov I.B. Kinematic and dynamic evaluations of actuators of the femoral head rotation mechanisms in wear testing machine for total hip joint prostheses

The qualitative and quantitative evaluations of the kinematic and dynamic characteristics of the mechatronic actuators of the femoral head rotation mechanisms in novel wear testing machine design for total hip joint prostheses with possibility of providing authentic parameters on actuators control at reproduction of the specified femoral head angular displacement profiles are carried out.

Keywords: hip joint prosthesis, wear, wear testing machine.