

УДК 617.582

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

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

И.Б. Десятов, инженер,

М.Г. Ступко, студент

Севастопольский национальный технический университет, Лаборатория биомеханики

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

E-mail: vpakhaliuk@gmail.com

ОЦЕНКА КИНЕМАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАЖИМНОГО МЕХАНИЗМА МОДЕЛИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ЭНДОПРОТЕЗОВ ТАЗОБЕДРЕННОГО СУСТАВА НА ИЗНОС

Выполнена качественная и количественная оценка кинематических и динамических характеристик новой конструкции нажимного механизма моделирующего устройства для испытаний эндопротезов тазобедренного сустава на износ при воспроизведении формы регламентируемой диаграммы нагрузки.

Ключевые слова: *эндопротез тазобедренного сустава, износ, симулятор, нажимной механизм.*

Введение

На протяжении последних десятилетий существенно увеличился интерес к устройствам моделирования суставов, поскольку повсеместно признано, что только этот тип устройств может предсказать поведение биоматериалов в сочетании с геометрическими особенностями эндопротеза с точки зрения трибологии при замене тазобедренного сустава. Моделирующие устройства тазобедренного сустава разработаны для предсказания скорости изнашивания, которую эндопротезы, вероятно, показали бы в теле человека при обеспечении в лабораторных условиях физиологических нагрузок и движений, близких к естественным движениям.

Освоение новой области рынка по испытанию объектов в биомедицине также связано с наличием моделирующих устройств. Необходимо отметить, что в настоящее время в Украине и других странах СНГ отсутствуют не только моделирующие устройства для испытаний тотальных эндопротезов тазобедренных суставов (ТЭТБС) на износ, но и другие аналогичные устройства для испытаний.

В межведомственной лаборатории биомеханики Севастопольского национального технического университета разработана принципиально новая конструкция моделирующего устройства (симулятора) для испытания ТЭТБС на износ и в настоящее время заканчивается его монтаж. Устройство разработано в соответствии со стандартом ISO/DIS 14242 по формам диаграмм угловых перемещений и диаграммы цикла нагрузки для испытываемого искусственного сустава. Его приводы выполнены на основе элементной базы FESTO (Германия) [1].

Согласно требованиям ISO 14242 подвижную бедренную головку в моделирующем устройстве помещают в точке пересечения трех взаимно перпендикулярных вращательных осей с регламентируемыми диапазонами угловых перемещений, точностью воспроизведения $\pm 3^\circ$ в максимумах и минимумах диаграмм угловых перемещений и $\pm 1\%$ от времени цикла по фазе. Частота цикла составляет $1 \text{ Гц} \pm 0,1 \text{ Гц}$.

Величина силы нагрузки изменяется в течение цикла от 0,3 кН до 3 кН и прикладывается вертикально к неподвижному вертлюжному компоненту (чашке). Диаграмма изменения величины силы имеет «двухпиковую» форму с погрешностью $\pm 90 \text{ Н}$ и представлена на рисунке 1.

Цель данной работы – качественная и количественная оценка кинематических и динамических характеристик разработанной конструкции нажимного механизма моделирующего устройства для испытаний эндопротезов тазобедренного сустава на износ с возможностью обеспечения достоверных параметров по управлению приводом данного механизма при воспроизведении формы регламентируемой диаграммы нагрузки.

1. Конструкция нажимного механизма

Проанализированы механизмы для создания нагрузки в существующих моделирующих устройствах тазобедренного сустава. Оказалось, что практически в каждом из них для создания нагрузки применяются пневматические либо гидравлические приводы [2, 3]. При этом на каждой испытательной станции с установленным в ней эндопротезом создается вертикально приложенная нагрузка (как правило, к вертлюжному компоненту) посредством индивидуального пневмо- или гидроцилиндра.

В моделирующем устройстве может быть от 3 до 12 подвижных испытательных станций и несколько неподвижных, которые называются станциями намокания и используются только при

испытаниях эндопротезов с наличием мягкого (полиэтиленового) элемента в паре трения – для учета адсорбированной им в процессе испытания жидкости; столько же должно быть и индивидуальных приводов. Так как каждое испытание партии эндопротезов сопровождается большим количеством циклов (до 3 миллионов и более в зависимости от требований Заказчика), то в случае применения гидроцилиндров высока вероятность того, что со временем может возникнуть течь с возможным «загрязнением» среды испытания, что недопустимо при проведении испытаний объектов биомедицины – имплантатов. Применение же гидроцилиндров с повышенными характеристиками существенно удорожает стоимость испытательного устройства, тем более, что в данном случае требуется и гидростанция, позволяющая обеспечить эти характеристики.

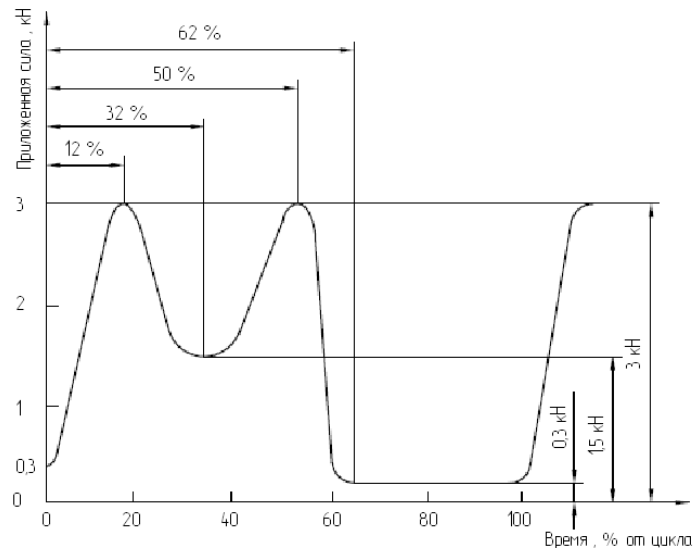


Рисунок 1 – Изменение величины приложенной силы вдоль оси нагружения за время цикла согласно ISO 14242

Применение пневматических цилиндров в качестве приводов создания нагрузки имеет также свои недостатки, которые требуют пневматическую станцию со специальной подготовкой воздуха и создают повышенный шум. Главный недостаток – пневматический привод технически не в состоянии обеспечить повторение формы диаграммы нагрузки, представленной в ISO 14242 (резкие пики при частоте 1 Гц), так как пропорциональный клапан давления может отработать не более семи точек диаграммы, а необходимо – более двадцати.

Поэтому при проектировании нажимного механизма для создания нагрузки принят мехатронный электропривод, который не требует дополнительных станций воздуха или гидравлики, малошумный и легко управляемый. В качестве электропривода принят электропривод компании FESTO.

Разработанное моделирующее устройство для испытания ТЭТБС содержит два блока [1]. На рисунке 2 представлена схема нажимного механизма одного из блоков, в которой часть конструкции моделирующего устройства не показана для удобства визуализации цепи нагрузки. Каждый блок включает три подвижные испытательные станции 1 для одновременного испытания трех эндопротезов и одну неподвижную станцию намокания 2.

Переменное за цикл вертикальное воздействие согласно рисунку 1 (с максимальным значением 3 кН) прикладывается к вертикальному компоненту эндопротеза (чашке) 3 каждой испытательной станции (одновременно на всех станциях блока) через двуплечий рычажный механизм с передаточным отношением 1:15 посредством электромеханической оси, воздействующей на шатун 4. Ось содержит серводвигатель 5, редуктор 6 и саму ось 7 с зубчатым ременным приводом; это более дешевое исполнение, с большим количеством возможных вариантов монтажа по сравнению с шариковым винтовым приводом.

Нажимной механизм статически уравновешен относительно собственной оси поворота 8 с помощью противовеса 9. Он также уравновешен динамически за счет крепления шатуна 4 в верхней его точке в центре давления механизма, в продольном направлении (вдоль оси 8). Все это устраняет дополнительную нагрузку на привод и на подшипники скольжения двуплечих рычагов 10.

Каждый из рычагов 10 смонтирован на общей жесткой в продольном направлении конструкции с возможностью собственной раздельной вращательной регулировки относительно этой же оси посредством талрепа 11. В двуплечем рычаге 10 точка плеча меньшей длины осуществляет передачу силы через вертикальную нажимную стойку 12 на чашку 3 и головку 13 эндопротеза посредством сжатия пружины 14. Включение в данную конструкцию пружины дает возможность создать перемещение точке

приложения силы от электромеханической оси на другом (длинном) плече рычага 10, обеспечивая вращение вала электродвигателя и предохраняя электродвигатель от перегрева. При этом суммарная сила воздействия на каретку 15 электромеханической оси от четырех станций при приложении пиковой величины нагрузки в 3кН через шатун 4 не превышает 800Н. Диаграмма изменения силы воздействия на каретку в течение цикла представлена на рисунке 3.

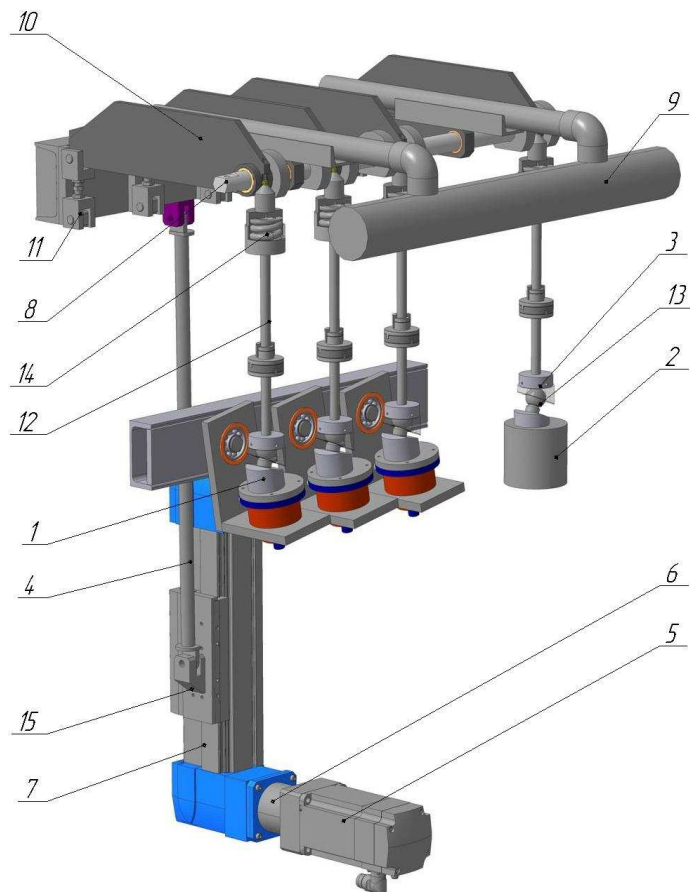


Рисунок 2 – Схема нажимного механизма одного блока моделирующего устройства, где для удобства визуализации цепи нагрузки часть его конструкции не показана

Для компенсации возникающих в процессе работы механизма технологических смещений шатун 4 подсоединен к звеньям механизма посредством шарнирных подшипников.

Нажимной механизм спроектирован с учетом соблюдения необходимых условий прочности и жесткости. Оценка напряженно-деформированного состояния его элементов при действии номинальных нагрузок выполнена в среде ANSYS Workbench (ANSYS Inc.) [1].

2. Динамический анализ нажимного механизма

Для получения кинематических и динамических характеристик нажимного механизма необходимо найти законы движения его звеньев по заданным силам, т.е. решить обратную задачу динамики. Поскольку указанный механизм является плоским и имеет одну степень подвижности, то необходимо составить уравнение движения для входного звена, приняв его в качестве звена привода. В данном случае выбрано вращательное звено – вал серводвигателя 5.

Для качественного и количественного решения задачи выбран конкретный типоразмер электромеханической оси. На основании предварительных оценок была принята ось с зубчатым ременным приводом EGC-120-50-TB-KF-50H-GK-ZUB-2MY2X и с ходом каретки 50 мм [4], серводвигатель EMMS-AS-100-S-RSB и редуктор EMGA-80-P-G3-SAS-100 [5]. Все комплектующие производства компании FESTO.

Использована известная форма уравнения движения [6]

$$M_{\text{ос}} - M_c = J_{np} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_{np}}{d\varphi}, \quad (1)$$

где $M_{об}$, M_c – приведенный движущий момент и момент сил сопротивления; $J_{пр}$ – приведенный момент инерции механизма; ω, φ – угловая скорость и угол поворота звена привода; $\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon$ – угловое ускорение звена привода.

Для упрощения анализа в первом приближении не учитывается второе слагаемое в правой части уравнения (1), поскольку предполагается, что величина и изменение $J_{пр}$ малы. В дальнейшем можно ввести коррекцию на влияние этого слагаемого. Рассматриваемый механизм – плоский, поэтому приведенный момент инерции согласно [6] можно представить как

$$J_{пр} = \sum_{i=1}^k \left[m_i \left(\frac{v_{si}}{\omega} \right)^2 + J_{si} \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \right], \quad (2)$$

где m_i – масса звена i , v_{si} – модуль линейной скорости центра масс звена i , ω_i – модуль угловой скорости звена i , J_{si} – центральный момент инерции звена i .

Учитывая, что в каталогах производителя [4, 5] указаны только моменты инерции соответствующих элементов электромеханической оси, а само верхнее нажимное устройство совершает вокруг оси 8 колебательное движение с неполным вращением, то в формуле (2) первое слагаемое в квадратных скобках, включающее массы звеньев и модули линейных скоростей центров масс звеньев, будет отсутствовать. Выражение (2) можно представить в развернутой форме в виде, когда в нем присутствуют только компоненты вращательного движения,

$$J_{пр} = J_{прэл} + J_{ред} + J_A \left(\frac{\omega_{шк}}{\omega} \right)^2 + J_{наж} \left(\frac{\omega_{наж}}{\omega} \right)^2, \quad (3)$$

где $J_{прэл} = 3,085 \cdot 10^{-4} \text{ кгм}^2$ – момент инерции серводвигателя с тормозом [5]; $J_{ред} = 0,77 \cdot 10^{-4} \text{ кгм}^2$ – момент инерции редуктора с передаточным отношением $u=3$, приведенный к валу серводвигателя [5]; $\omega_{наж}, \omega_{шк}$ – угловые скорости самого нажимного устройства и вращения шкива зубчатого ремня оси 7. Момент инерции оси 7 с зубчатым ремнем вычисляется согласно [4]:

$$J_A = J_0 + J_W + J_S h + J_L m_{нагр} = (1241 + 861 + 93 \cdot 0,0351 + 396 \cdot 0,1) \cdot 10^{-6} = 2109,2 \cdot 10^{-6} \text{ кгм}^2,$$

где $J_0 = 1241 \cdot 10^{-6} \text{ кгм}^2$; $J_W = 861 \cdot 10^{-6} \text{ кгм}^2$; $J_S = 93 \cdot 10^{-6} \text{ кгм}^2/\text{м}$ – момент инерции на 1 м хода каретки; $h=0,0351 \text{ м}$ – рабочий ход каретки; $J_L = 396 \cdot 10^{-6} \text{ кгм}^2/\text{кг}$ – момент инерции на 1 кг эффективной нагрузки, $m_{нагр} = 0,1 \text{ кг}$ – масса эффективной нагрузки (принята малой, так как масса нажимного устройства и соединяющих его с кареткой деталей вместе с шатуном 4 уравновешиваются противовесом 9).

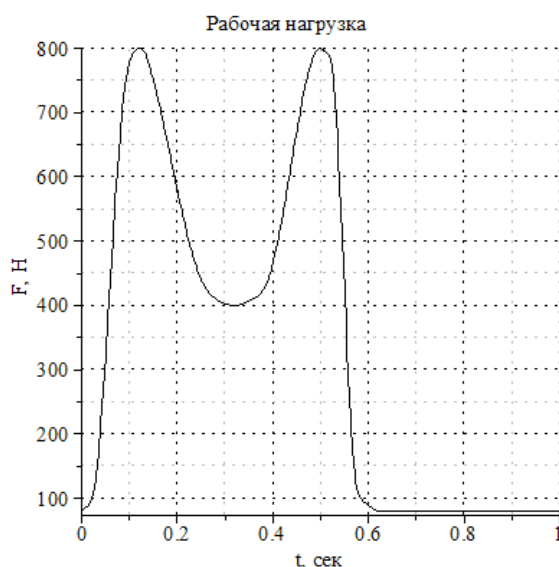


Рисунок 3 – Диаграмма изменения силы воздействия на каретку в течение цикла

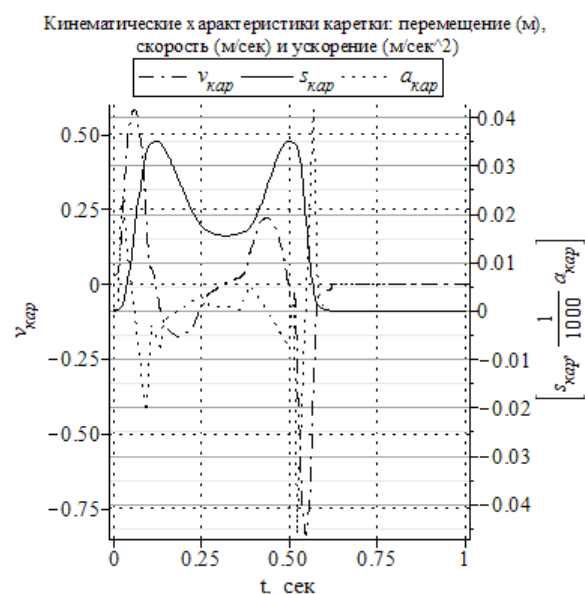


Рисунок 4 – Диаграммы изменения кинематических характеристик верхнего нажимного устройства

Из предварительного расчета 3D модели механизма получено значение момента инерции верхнего нажимного устройства $J_{наж} = 4,68 \text{ кгм}^2$. Все приведенные выше моменты инерции, входящие в формулу (3), постоянны.

Угловые скорости $\omega_{наж}, \omega_{шк}$ – функции времени, так как величина силы изменяется согласно диаграмме, изображенной на рисунке 3. При этом, зная соотношение плеч рычага 10 и радиус ($R = 0,375 \text{ м}$) точки крепления шатуна 4 относительно оси поворота 8 можно (с помощью коэффициента) по форме диаграммы силы получить диаграмму линейного перемещения каретки 15. Дифференцируя дважды диаграмму, получим соответственно диаграммы линейной скорости $v_{кар}$ и линейного ускорения $a_{кар}$ каретки (рисунок 4). Разделив значения этих диаграмм на R , получим, соответственно, диаграммы угловой скорости $\omega_{наж}$ и углового ускорения $\varepsilon_{наж}$ самого верхнего нажимного устройства. Это дает возможность определить момент сил инерции $M_{ин}$ и силу инерции $F_{ин}$ как

$$M_{ин} = J_{наж} \varepsilon_{наж}, \quad F_{ин} = \frac{M_{ин}}{r},$$

где r – радиус.

Из диаграммы v_k можно получить $\omega_{шк}$, а из диаграммы a_k – угловое ускорение шкива зубчатого ремня $\varepsilon_{шк}$ по зависимостям

$$\omega_{шк} = \frac{2v_{кар}}{d_{эф}}, \quad \varepsilon_{шк} = \frac{2a_{кар}}{d_{эф}},$$

где $d_{эф} = 39,79$ – эффективный диаметр шкива зубчатой ременной передачи, мм [4].

По величинам $\omega_{шк}$ и $\varepsilon_{шк}$ с учетом передаточного отношения редуктора u определяются угловая скорость ω и угловое ускорение ε звена привода – вала серводвигателя (рисунок 5)

$$\omega = \omega_{шк} u, \quad \varepsilon = \varepsilon_{шк} u.$$

Учитывая, что в нажимном механизме присутствует внешняя сила, воздействующая только на вертикальную стойку 12 каждой из четырех испытательных станций, приведенный момент сил сопротивления (Нм) равен:

$$M_c = \frac{(F_c + F_{тр}) v_{кар}}{\eta_{ред} \eta_{рем} \eta_{под}^2 \omega},$$

где F_c – полезная суммарная сила сопротивления на каретке 15 электромеханической оси от четырех станций (рисунок 3), Н; $F_{тр} = 40,2$ – сила сопротивления оси 7 без нагрузки, Н [4]; $\eta_{ред} = 0,96$

– кпд редуктора [4], $\eta_{рем} = 0,95$ – кпд ременной зубчатой передачи, $\eta_{под} = 0,99$ – кпд пары подшипников качения.

Зная изменения входящих в формулу (1) величин $J_{пр}, M_c, \varepsilon$, можно получить изменение за цикл приведенного движущего момента $M_{дв}(t)$, т.е. закон управления серводвигателем.

Принципиальная схема управления серводвигателем изображена на рисунке 6.

Кинематические характеристики серводвигателя: угловая скорость ω , рад/сек и угловое ускорение ε , рад/сек²

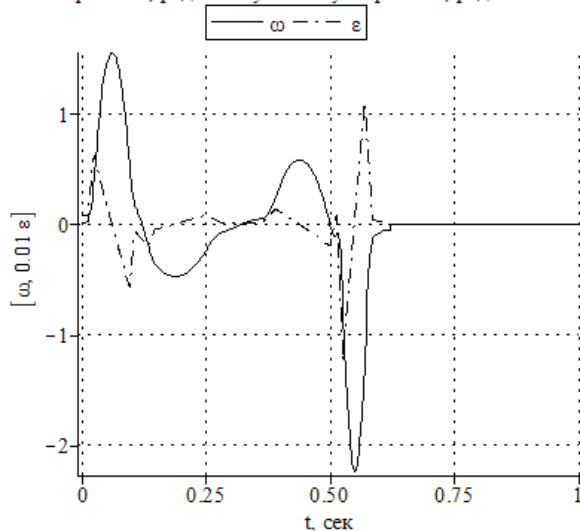


Рисунок 5 – Диаграммы изменения угловой скорости и углового ускорения вала серводвигателя

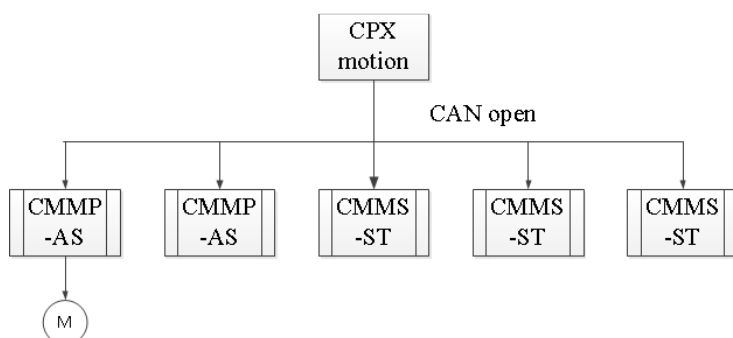


Рисунок 6 – Принципиальная схема управления сервомотором М: CPX – контроллер верхнего уровня; CMMP-AS – контроллер сервомотора; CMMS-ST – контроллер шагового двигателя

Контроллер верхнего уровня (CPX) через протокол *CAN open* реализует управление для CMMP-AS, с помощью которого осуществляется управление серводвигателем. Второй контроллер CMMP-AS осуществляет управление нажимным механизмом второго блока моделирующего устройства для испытания эндопротезов тазобедренного сустава на износ; три контроллера CMMS-ST являются резервными и используются для управления шаговыми двигателями приводов по созданию угловых перемещений образцов в процессе их испытания.

Управление нажимным устройством осуществляется по скорости, вычисляемой в определенный момент времени в зависимости от времени цикла и диаграммы изменения перемещения каретки электромеханической оси, которая задается дискретно в диалоговом окне CPX.

3. Обсуждение результатов

Для проведения анализа использовались прикладные математические пакеты MatLab (The MathWorks, Inc.) и Maple (Waterloo Maple Inc.). Диаграмма перемещения каретки $s_{кар} = s_{кар}(t)$ в соответствии с требованиями стандарта ISO 14242 строилась по 22 точкам и впоследствии была получена в аналитической форме методом сплайн-интерполяции. При этом анализировались результаты интерполяции сплайнами различных порядков. Оказалось, что наилучшим образом такая диаграмма интерполируется с помощью кубических сплайнов. Это дало возможность аналитически вычислить производные

$v_{кар} = \frac{ds_{кар}}{dt}$ и $a_{кар} = \frac{dv_{кар}}{dt}$, а, следовательно, и все необходимые кинематические параметры механизма.

Движущий момент $M_{дв}$ серводвигателя, необходимый для реализации требуемой задачи был определен путем решения обратной задачи динамики (1). Установлено, что в каждый момент времени его значения близки к значениям момента сопротивления M_c . Следовательно, возникающие при работе верхнего нажимного устройства моменты сил инерции пренебрежимо малы и не превышают 3,5 % по отношению к моменту сил сопротивления в каждый момент времени (рисунок 7). Таким образом, подтвердилось не только первоначальное предположение о малости второго слагаемого в правой части уравнения (1), но и установлена малая величина всей его правой части.

Результаты динамического анализа устройства свидетельствуют о слабом влиянии динамики верхнего нажимного устройства, так как величина возникающей дополнительной силы инерции в месте приложения нагрузки к одной испытательной станции через стойку 12 не превышает ± 23 Н, что соответствует требованиям стандарта ISO 14242 на погрешность воспроизведения силы ± 90 Н; а дополнительная сила инерции на шатуне 4 каретки 15 составляет всего ± 6 Н. При этом перегрузка электромеханической оси с учетом пиковой полезной суммарной силы сопротивления на каретке от четырех станций 800 Н, не превышает 1 %. Кроме того, величина максимального значения приведенного движущего момента не превышает 6,23 Нм (рисунок 7), в то время как максимальный движущий момент серводвигателя составляет 9,2 Нм [5]. Все это позволило сделать вывод о правильном выборе типоразмера электромеханической оси и ее работоспособности при указанных условиях.

4. Заключение

Проведена качественная и количественная оценка кинематических и динамических характеристик новой оригинальной конструкции нажимного механизма моделирующего устройства для испытания эндопротезов тазобедренного сустава на износ с возможностью обеспечения достоверных параметров по управлению приводом данного механизма при воспроизведении формы регламентируемой диаграммы нагрузки. Вычислены значения цикловых диаграмм изменения линейного перемещения, скорости и

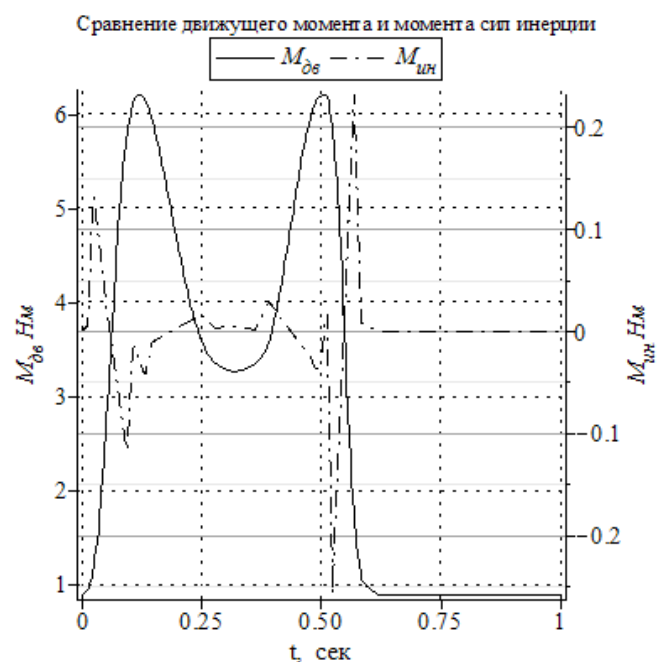


Рисунок 7 – Диаграммы изменения движущего момента серводвигателя $M_{дв}$ и момента сил инерции $M_{ин}$ верхнего нажимного устройства

ускорения каретки электромеханической оси, момента сил инерции верхнего нажимного устройства и силы инерции в любой его радиальной точке. Получены также диаграммы изменения угловой скорости и углового ускорения вала серводвигателя, и приведенных к нему движущего момента и момента сил сопротивления.

Анализ диаграмм инерционных нагрузок показал слабое влияние динамики верхнего нажимного устройства. Величина возникающей дополнительной силы инерции в месте приложения нагрузки к одной испытательной станции не превышает требования стандарта ISO 14242 на погрешность воспроизведения силы.

Выполненный проверочный расчет выбранного типоразмера электромеханической оси в полной мере подтвердил ее работоспособность при указанных условиях. Полученные диаграммы изменения кинематических параметров позволяют обеспечить достоверный закон управления серводвигателем.

Испытания нажимного устройства, установленного на общей раме моделирующего устройства, свидетельствуют о достоверности выполненных оценок. Выбранный типоразмер электромеханической оси оказался работоспособным при реализации условий работы нажимного механизма как с точки зрения обеспечения требуемого закона изменения силы, так и с точки зрения реализации требуемого закона перемещения каретки.

Предложенный для оценки динамических параметров нажимного механизма на стадии проектирования подход позволяет производить качественную оценку параметров других конструкций с электроприводом. В частности в дальнейшем могут быть рассчитаны законы изменения движущих сил (моментов) в моделирующих устройствах для испытаний позвоночника, протезов конечностей, искусственных суставов и имплантатов.

Библіографічний список використаної літератури

1. Пахалюк В.И. Разработка усовершенствованной конструкции моделирующего устройства для испытания эндопротезов тазобедренного сустава на износ / В.И. Пахалюк, И.Б. Десятов, В.И. Манчук // Вестник СевНТУ. Серия: Механика, энергетика, экология: сб. науч. тр. — Севастополь: СевНТУ, 2010. — Вып. 110. — С. 241–244.
2. Saikko V. A 12-station anatomic hip joint simulator / V. Saikko // Proc Instn Mech Engrs. — 2005. — Vol. 219. — Part H. — P. 437–448.
3. Kaddick C. Hip simulator wear testing according to the newly introduced standard ISO 14242 / C. Kaddick, M.A. Wimmer // Proc Instn Mech Engrs. — 2005. — Vol. 215. — Part H. — P. 429–442.
4. Toothed belt axes EGC-TB-KF, with recirculating ball bearing guide [Електронний ресурс]. — Електрон. дані (1240000 bytes). — Режим доступу: http://xdki.festo.com/xdki/data/doc_ENGB/PDF/EN/EGC-TB_EN.PDF Sunday, 23 January 2011 19:35.
5. Servo Motors EMMS-AS guide [Електронний ресурс]. — Електрон. дані (851000 bytes). — Режим доступу: http://www.festo.com/net/SupportPortal/Downloads/10273/EMMS-AS_ENUS.pdf Sunday, 23 January 2011 19:45.
6. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. — М.: Наука, 1988. — 640 с.

Поступила в редакцию 14.06.2011 г.

Пахалюк В.І., Поляков О.М., Десятов І.Б., Ступко М.Г. Оцінка кінематичних і динамічних характеристик розробленої конструкції натискного механізму моделюючого пристрою для випробування ендопротезів кульшового суглоба на зношування

Виконана якісна та кількісна оцінка кінематичних і динамічних характеристик нової конструкції натискного механізму моделюючого пристрою для випробування ендопротезів кульшового суглоба на зношування з можливістю забезпечення достовірних параметрів по керуванню приводом даного механізму при відтворенні форми регламентованої діаграми навантаження.

Ключові слова: ендопротез кульшового суглоба, натискний механізм, симулятор.

Pakhaliuk V.I., Polyakov A.M., Desyatov I.B., Stupko M.G. Estimation of the kinematic and dynamic characteristics of the developed design of the loading mechanism of the hip joint wear simulator

The qualitative and quantitative estimation of the kinematic and dynamic characteristics of the novel design of the loading mechanism of the hip joint wear simulator with possibility of providing of authentic parameters on control of the drive of the given mechanism at reproduction of the specified waveform of a load is executed.

Keywords: hip prosthesis, loading mechanism, simulator.