DOI 10.52209/1609-1825_2024_1_309 УДК 62-774

# Анализ сил в математической модели ножничного подъемника

[1]**НУРКУШЕВА Салтанат Амангельдиевна,** *докторант,*
[2]**БУЛАТОВ Нуржан Кажмуратович,** *к.т.н., старший преподаватель,*
[3]**АСКАРОВ Бахтияр Шарапиденович,** *PhD, декан, kafedra_pt@mail.ru,*
[3]***ҚАСЫМЖАНОВА Айдана Дөненбайқызы,** *PhD, и.о. зав. кафедрой, aidana_dak@mail.ru,*
[4]**ЛЮБИМОВ Игорь Ильич,** *к.т.н., доцент,*
*[1]НАО «Казахский агротехнический исследовательский университет имени С. Сейфуллина», пр. Женис, 62, Астана, Казахстан,*
*[2]НАО «Евразийский национальный университет имени Л.Н. Гумилева», ул. Сатпаева, 2, Астана, Казахстан,*
*[3]НАО «Карагандинский технический университет имени Абылкаса Сагинова», пр. Н. Назарбаева, 56, Караганда, Казахстан,*
*[4]Оренбургский государственный университет, пр. Победы, 13, Оренбург, Россия,*
**автор-корреспондент.*

***Аннотация.*** *Целью статьи является представление метода и инструментов анализа сил в математической модели ножничного подъемника. Объектом исследования является ножничный подъемник HeshbonLift51G. Разработана математическая модель ножничного подъемника, определяющая ограничивающую силу, деформации и напряжения. Выявлены графики зависимости эквивалентного момента и скорости вращения от угла. Максимальный угол поворота достигает 70°, когда сила реакции становится максимальной в опорном звене. Для анализа подъемника и его ключевых параметров использовались программы MATLAB и ANSYS. Результаты статического анализа показали, что при равномерном увеличении нагрузки на 400Н эквивалентное максимальное напряжение увеличивается на 3,1162 МПа, а эквивалентное среднее напряжение на 0,06 МПа. Это свидетельствует о повышении напряжений в компонентах подъемника при увеличении нагрузки, что потенциально влияет на прочность и долговечность системы.*

***Ключевые слова:*** *анализ сил, математическая модель, ножничный подъемник, уравнения движения, ограничивающая сила.*

**Введение.** Ножничный подъемник является одним из наиболее распространенных механизмов для вертикального перемещения грузов. Однако определение ограничивающей силы, то есть максимальной силы, которую подъемник может выдержать без поломки или деформации, является важной задачей для обеспечения безопасности и эффективности работы подъемника.

Анализ сил является важной составляющей проектирования и оптимизации механических систем. В данной статье представлена математическая модель ножничного подъемника и рассмотрен метод анализа сил, используемые для определения нагрузок, воздействующих на его различные компоненты. Для выполнения анализа использованы САПР программы MATLAB и ANSYS, в которых используются работа с элементами массива и система конечно-элементного (МКЭ) анализа. Научная новизна статьи заключается в разработке методики проведения анализа сил. На сегодняшний день существуют методики расчета шарнирных соединений в 2D-моделях, которые предоставляют достаточно точные результаты. Они основываются на анализе механических свойств материалов, геометрии соединений, а также на учете приложенных нагрузок. Однако для ножничного подъемника, в котором существует система шарнирных соединений, необходим учет всех силовых элементов, а также интеграция с компьютерными программами, позволяющая автоматизировать расчеты и обеспечить более эффективный и удобный процесс анализа сил.

Статья состоит из нескольких разделов. В первом разделе представлены основные компоненты ножничного подъемника. Далее построение математической модели ножнич-

ного подъемника, включая уравнения движения и ограничения. В следующем разделе рассмотрен метод конечных элементов для определения нагрузок на различные элементы конструкции. В заключении подведены итоги и практическое значение проведенного анализа сил для проектирования и оптимизации ножничных подъемников.

Размеры, свойства материалов и геометрические характеристики ножничного подъемника были взяты из существующего подъемника HeshbonLift51G [1]. Грузоподъемность 3500 кг, мин/макс высота подъема 265/1780 мм. Размер 5660 (Д) x 2040 (Ш) x 265 (В). Вес 1800 кг. Среди распространенных сортов сталей по EN 10025-2 в расчете использовалась S235JR.

**Методика исследований и используемые материалы.** Кинематический анализ ножничного подъемника позволяет определить его технические характеристики и параметры, а также выявить возможные ограничения в его использовании [2-7]. Кроме того, данный анализ позволяет оптимизировать процесс работы с подъемником, тем самым выбирая оптимальный угол и длину ножниц, чтобы достичь максимальной высоты подъема с минимальным усилием. Ниже приведена схема подъемника на рисунке 1.

Из рисунка 1 движущая сила F действует на точку D; точка A имеет вертикаль восходящей скорости, обозначенной как H; точка D имеет равную скорость влево, обозначаемую как $L$.

Длина звеньев AD и BC обозначена как $L$, мгновенная угловая скорость звена AC как ω, и мгновенный центр AC как точка B.

Следует, что скорость движения точки A равна

$$V_H = wL\cos\alpha. \qquad (1)$$

Скорость точки D равна

$$V_L = wL\sin\alpha = V_H tg\alpha. \qquad (2)$$

Таким образом, если горизонтальную скорость точки D поддерживать постоянной, то скорость подъема звена AB $V_H$ связана с $\alpha$.

Как показано на рисунке 1, следующая формула получена на основе геометрической теории поперечного подъемного механизма:

$$L\sin\alpha = \frac{w+s}{\cos\alpha}, \qquad (3)$$

где $\alpha$ – это угол между поперечным звеном и линией уровня;

$w$ – ширина переходного звена;

$s$ – расстояние по вертикали между соседними пересекающимися звеньями.

При $s=0$, $\alpha$ начальный угол между поперечным звеном и линией уровня, т.е.

$\alpha_{\min} = \alpha_{s=0}$ или $\frac{L}{2}\sin 2\alpha_{\min} = w,$ переставив его, получен начальный угол поперечного звена:

$$\alpha_{\min} = \frac{1}{2}\arcsin\frac{2w}{L}. \qquad (4)$$

Из уравнения (4) известно, что начальный угол поперечного звена $\alpha_{\min}$ связан с шириной $w$ и длиной $L$. Когда длина $L$ постоянна, увеличивается $\alpha_{\min}$ за счет увеличения ширины w поперечного звена; таким же образом, когда ширина $w$ связующее звено, является постоянным, в таком случае возможно увеличить $\alpha_{\min}$, уменьшив длину $L$ поперечного звена.

Уравнение (5) показывает, что по принципу виртуального смещения сумма виртуальной работы, совершаемой всеми активными силами в системе частиц с любым виртуальным смещением, равна 0.

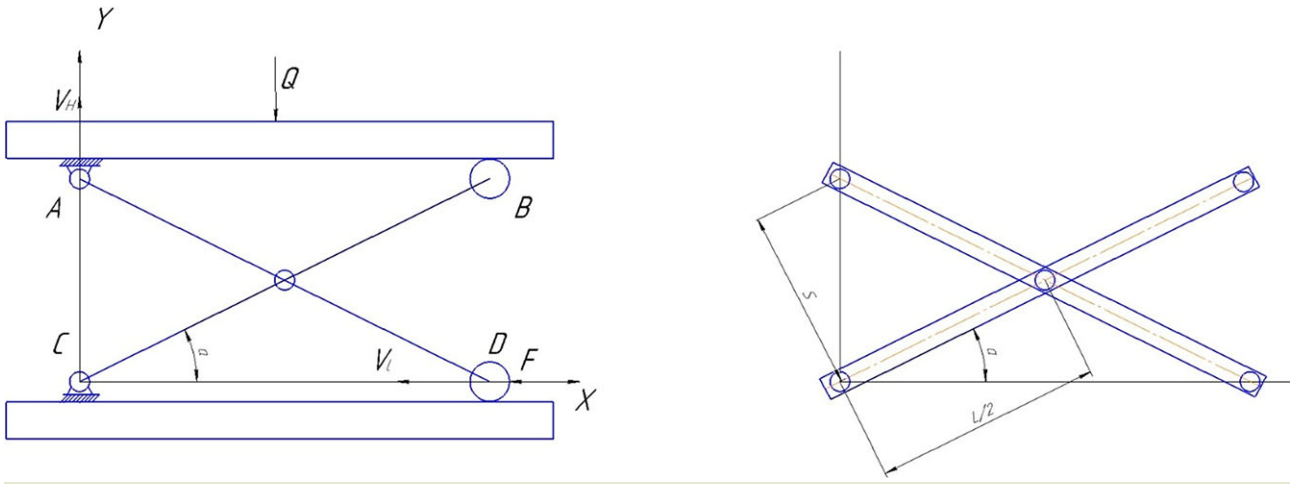



**Рисунок 1 – Кинетическая схема ножничного подъемника**

$$\sum(F_{ix}\delta_{ix}+F_{iy}\delta_{iy}+F_{zi}\delta_{zi})=0, \qquad (5)$$

$$F=Q\mathrm{ctg}\alpha.$$

Поскольку $Q$ имеет постоянное значение 1.8 тонн, то $F$ связано только с $\alpha$.

Для правильного выбора и расчета прочности компонентов ножничного пдъемника необходимо учесть оценку нагрузки на компоненты. Определение инерции и момента позволяет оценить нагрузку, которая будет действовать на различные компоненты ножничного подъемника, такие как шарниры, стержни, цилиндры и двигатели [8, 9].

Расчетное уравнение эквивалентного момента равно:

$$M_e=\sum_{k=1}^{m}F_k\frac{v_k\cdot\cos\alpha_k}{w}+\sum_{j=1}^{n}\pm M_j\frac{w_j}{w}, \qquad (6)$$

где $w$ – угловая скорость эквивалентного компонента,

$w_j$ – угловая скорость компонента, на который действует внешний момент $M_j$,

$v$ – скорость эквивалентного компонента,

$v_k$ – скорость точки, на которую действует внешняя сила $F_k$,

$\alpha_k$ – угол между $F_k$ и $v_k$.

Эквивалентный момент инерции рассчитывается по следующему уравнению:

$$J_e=m_D\left(\frac{v_L}{w}\right)^2+m_B\left(\frac{wL}{w}\right)^2+m_{pipe}\left(\frac{\vartheta_H}{w}\right)^2+$$
$$+2J_{link}=m_D(L\sin\alpha)^2+m_BL^2+ \qquad (7)$$
$$+m_{pipe}(L\cos\alpha)^2+2J_{link}.$$

Движущая сила и сопротивление создают работу, воздействующую на механизм, являются обеими функциями положения. Эквивалентный момент связан только с положением, поэтому кинематический анализ выполняется в виде энергии в формуле:

$$\frac{1}{2}J_e(\varphi)w^2(\varphi)-\frac{1}{2}J_{e0}w_0^2=\int_{\varphi_0}^{\varphi}M_e(\varphi)d\varphi, \qquad (8)$$

где $J_{e0}$, $w_0$ – соответственно эквивалентный момент инерции и угловая скорость в начальном угловом положении $\varphi_0$.

$J_e(\varphi)$, $w$ – соответственно эквивалентный момент инерции и угловая скорость в угловом положении $\varphi$.

$M_e(\varphi)$ – эквивалентный момент в угловом положении $\varphi$.

Работа, совершаемая эквивалентным моментом при изменении угла поворота от $\varphi_0$ до $\varphi$ рассчитывается по следующему уравнению:

$$w(\varphi)=\sqrt{\frac{J_{e0}w_0^2+2W(\varphi)}{J_e(\varphi)}}. \qquad (9)$$

Анализ силы реакции опоры. По принципу Даламбера рассчитываются силы связи каждого механизма соответственно. Ускорение каждого компонента рассчитывается следующим образом:

$$\alpha_1=wL\sin\alpha+w^2L\cos\alpha=$$
$$=\frac{w_i-w_{i-1}}{\Delta\varphi}L\sin\alpha+w^2L\cos\alpha,$$

$$\alpha_{2.4}=w^2\frac{L}{2},$$

$$\alpha_3=wL\cos\alpha+w^2L\sin\alpha=$$
$$=\frac{w_i-w_{i-1}}{\Delta\varphi}L\cos\alpha+w^2L\sin\alpha.$$

Таким образом, можно получить ограничивающие силы на каждом шарнире.

$$AR=B.$$

В уравнении квадратичная матрица равна:

$$A=\begin{vmatrix}
0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1\\
0 & -P_{2x} & P_{2y} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -P_{6x} & P_{6y}\\
0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -P_{4x} & -P_{4y} & P_{5x} & -P_{5y} & 0 & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0\\
0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1
\end{vmatrix},$$

$$B=\left[m_2\alpha_2-F\ \ 0\ \ m_3\alpha_{3x}\ \ m_3\alpha_{3y}\ \ J_3\varphi_3\ \ m_4\alpha_{4x}\ \ m_4\alpha_{4y}\ \ J_4\varphi_4\ \ m_5\alpha_{5x}\ \ \frac{Q}{2}+m_5\alpha_{5y}\ \ \frac{Q}{2}\right]^T,$$

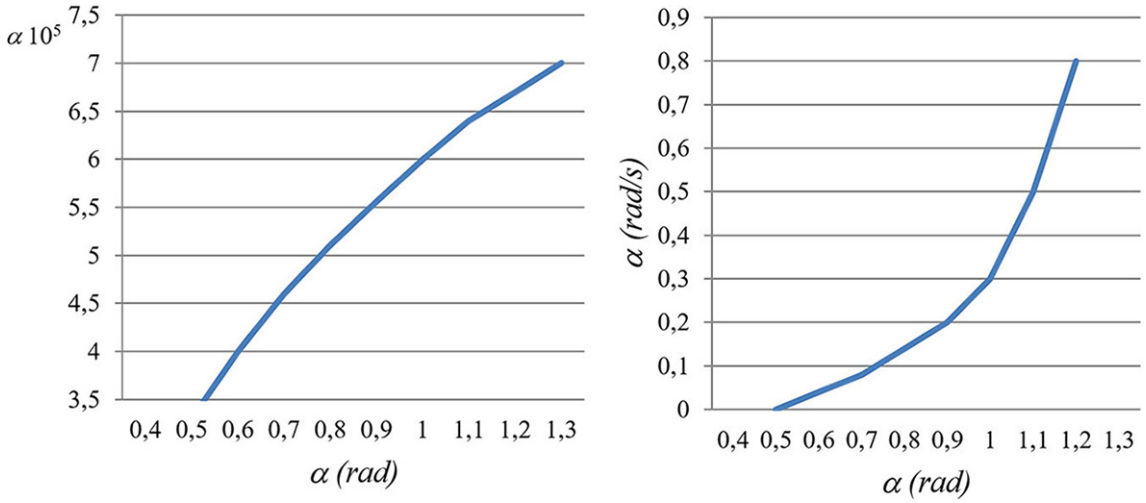
$$R=\left[F_{R1y}\ \ F_{R2x}\ \ F_{R2y}\ \ F_{R3x}\ \ F_{R3y}\ \ F_{R4x}\ \ F_{R4y}\ \ F_{R5x}\ \ F_{R5y}\ \ F_{R6x}\ \ F_{R6y}\right]^T.$$

Это массив, содержащий силы реакции в каждой кинематической паре механизма.

**Результаты и обсуждение.** На рисунке 2 приведены графики зависимости полученных значений из кинематического анализа.

Для определения сил реакции опоры проанализированы динамика подъемника и его контакт с опорами. В MATLAB построены графики 3-5 изменений силы реакции опоры. Моделирование выполнено с учетом внешних нагрузок и учетом их влияния на силы реакции опоры.

Верхний график на рисунке 3 (а) показывает силу реакции опоры по оси X ползуна D, а нижний график показывает силу реакции опоры по оси Y ползуна D. Осевая опора по оси X сила реакции ползуна D остается равной 0, а осевая опорная сила Y ползуна D увеличивается с углом поворота механизма. Верхний и нижний графики на рисунке 3 (б) соответственно показывают осевые опорные силы реакции X и Y поворотного шарнира D.




а) б)

**Рисунок 2 – а – зависимость эквивалентного момента от угла α, б – кривая скорости вращения**

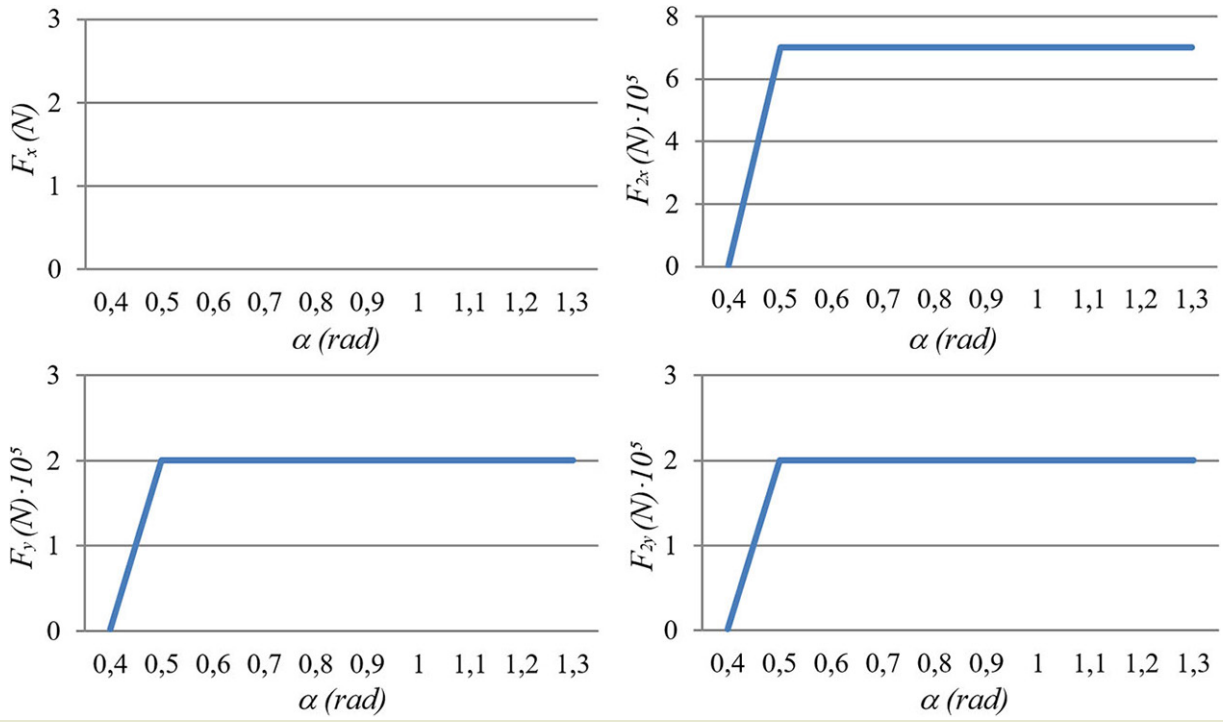



**Рисунок 3 – Силы реакции опоры (а) и осевые опорные силы (б)**

На рисунке 3 (б) показано, что силы, действующие на шарнирный шарнир D после перемещения D, являются постоянными.

На верхнем и нижнем графике рисунка 4 (а) отображаются осевые опорные силы X и Y средней опорной точки O. Силы, действующие на среднюю опорную точку O, имеют такое же направление, как и силы, действующие на ползун D, т.е. сила реакции опоры остается неизменной, а осевая сила реакции опоры Y увеличивается с углом поворота механизма.

На рисунке 4 (б) соответственно обозначены осевые опорные силы X и Y шарнирного шарнира C на верхнем и нижнем графиках. То же самое со средней точкой опоры O, осевая сила реакции опоры X, действующая на шарнирный шарнир C, остается неизменной, а осевая опорная сила реакции Y увеличивается с углом поворота механизма.

Из рисунка 5 (а), на котором изображены осевые опорные силы реакции X и Y поворотного шарнира B, видно, что осевые опорные силы X и Y шарнирного шарнира B увеличиваются с увеличением угла поворота механизма после перемещения. Осевые силы реакции опоры по осям X и Y шарнирного шарнира A показаны на верхнем и нижнем рисунках.

На рисунке 5 (б) видно, что все силы шарнирного шарнира A остаются неизменными при движении. Согласно приведенным выше рисункам, при движении механизма звено AOД имеет достаточно устойчивую нагрузку, при этом нагрузка звена BOC сильно различается. Когда угол поворота достигает максимума 70°, сила реакции опоры звена BOC становится самой высокой, которая находится в пределах 2,00e+7N и удовлетворяет требованиям к материалу звена.

Далее был проведен анализ деформаций и напряжений ножничного подъемника с использованием программного обеспечения Ansys Student [10]. Была спроектирована упрощенная модель ножничного подъемника, при симметричном расположении ножничного подъемника рассматривалась одна часть на рисунке 6.

Масса автомобиля показана как нагрузка на ось, при этом учтено P1 (переднее положение) – 60% веса и P2 (заднее положение) – 40%. При этом увеличивая каждый раз на 40 кг. В таблице приведены результаты статического анализа: максимальное и среднее напряжение для каждой нагрузки. Из таблицы видно, что с равномерным увеличением нагрузки на 400 Н увеличивается эквивалентное максимальное напряжение на 3,1162 МПа и эквивалентное среднее напряжение на 0,06 МПа [11, 12].

**Выводы.** В ходе исследования установлены зависимости эквивалентного момента от угла ножничного подъемника, кривая скорости вращения, которая показывает, как меняется скорость вращения подъемника в зависимости от угла поворота, силы реакции опоры в каждом шарнире ножничного подъемника. При движении ножниц звено AOД

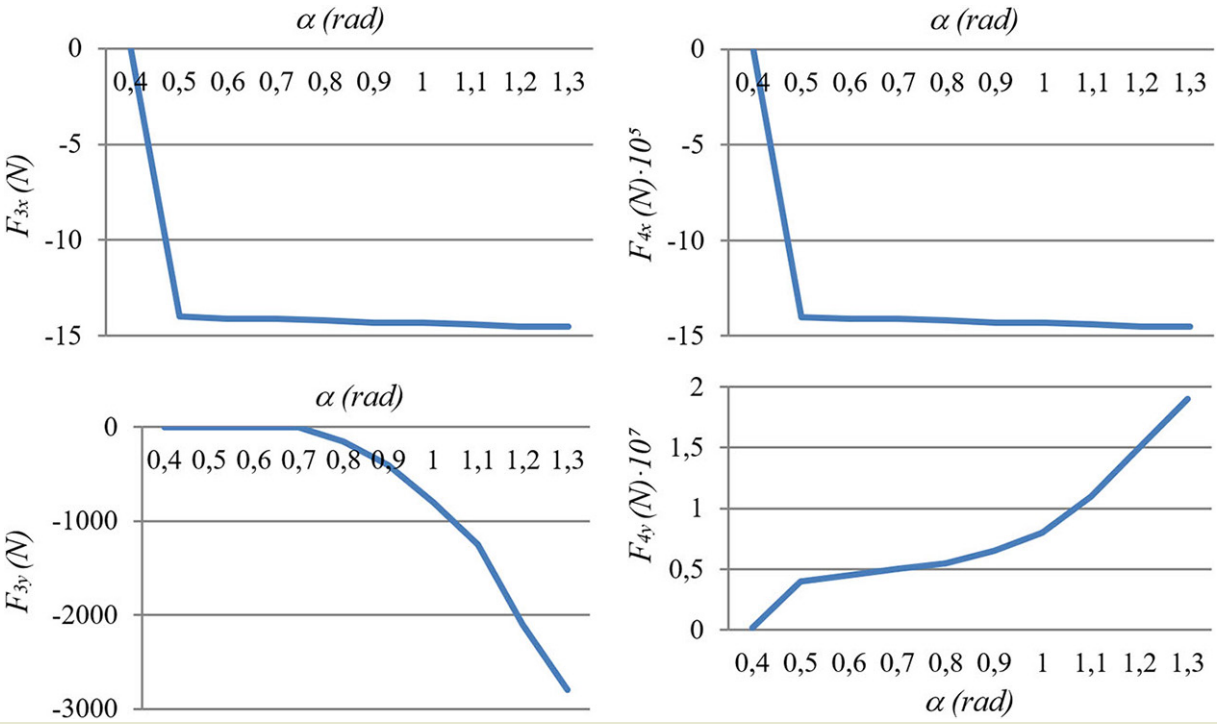



**Рисунок 4 – Силы реакции опоры (а) и осевые опорные силы (б)**

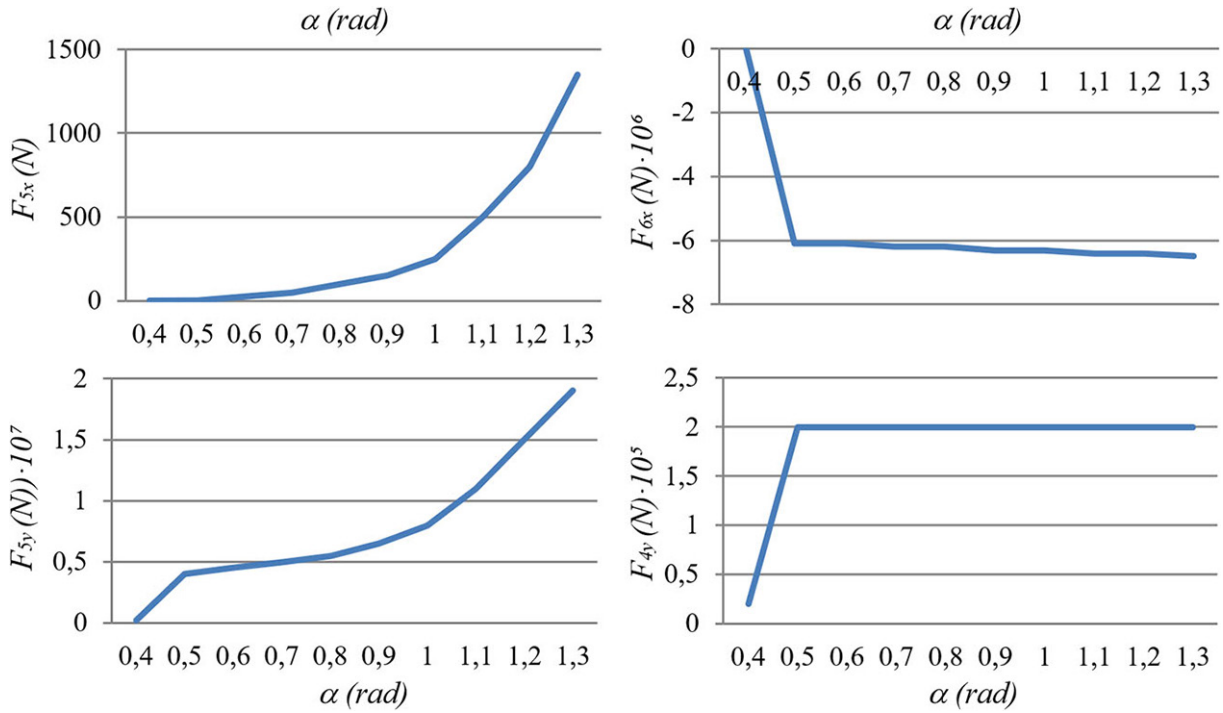



**Рисунок 5 – Силы реакции опоры (а) и осевые опорные силы (б)**

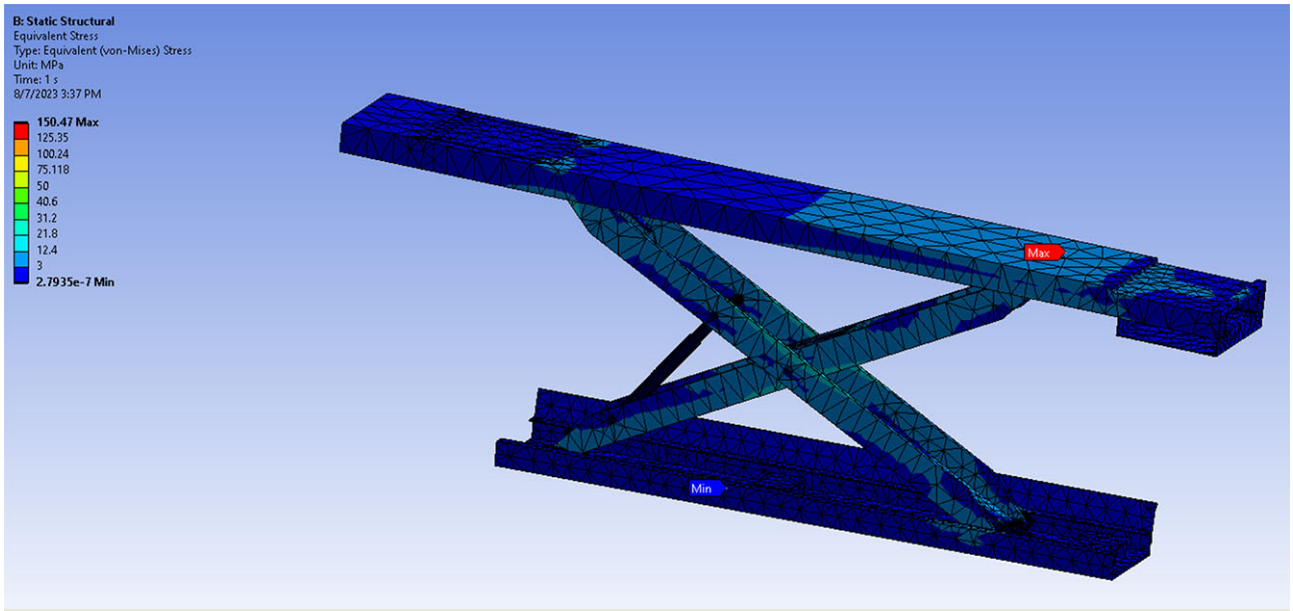



**Рисунок 6 – Анализ напряжений ножничного подъемника**

имеет достаточно устойчивую нагрузку, но с другой стороны, нагрузка звена ВОС сильно различается. Когда угол поворота достигает максимума 70°, сила реакции опоры звена ВОС становится максимальной. Также был проведен статический анализ в ANSYS Mechanical, в котором результаты анализа показали, что при равномерном увеличении нагрузки на 400Н эквивалентное максимальное напряжение увеличивается на 3,1162 МПа, а эквивалентное среднее напряжение на 0,06 МПа. Это свидетельствует о повышении напряжений в компонентах подъемника при увеличении нагрузки, что потенциально влияет на прочность и долговечность системы.

В целом, эти результаты анализа сил и напряжений в ножничном подъемнике предоставляют ценную информацию для оптимизации конструкции, определения пределов нагрузки модели.

**Значения эквивалентного напряжения под нагрузкой**

| Название | P1 – Сила 1 | P2 – Сила 2 | P5 – Эквивалентное максимальное напряжение | P6 – Эквивалентное среднее напряжение |
|---|---|---|---|---|
| **Единица измерения** | **N** | **N** | **MPa** | **MPa** |
| DP 0 (Текущий) | -6000 | -4000 | 106,8317 | 2,918437 |
| DP 1 | -6200 | -4200 | 109,9479 | 2,982005 |
| DP 2 | -6400 | -4400 | 113,0643 | 3,04566 |
| DP 3 | -6600 | -4600 | 116,1809 | 3,109395 |
| DP 4 | -6800 | -4800 | 119,2977 | 3,173204 |
| DP 5 | -7000 | -5000 | 122,4146 | 3,237083 |
| DP 6 | -7200 | -5200 | 125,5317 | 3,301025 |
| DP 7 | -7400 | -5400 | 128,649 | 3,365025 |
| DP 8 | -7600 | -5600 | 131,7663 | 3,429078 |
| DP 9 | -7800 | -5800 | 134,8838 | 3,493181 |
| DP 10 | -8000 | -6000 | 138,0013 | 3,55733 |
| DP 11 | -8200 | -6200 | 141,119 | 3,621523 |
| DP 12 | -8400 | -6400 | 144,2368 | 3,685757 |
| DP 13 | -8600 | -6600 | 147,3546 | 3,750029 |
| DP 14 | -8800 | -6800 | 150,4726 | 3,814338 |

***Финансирование, востребованность.*** *Исследование финансируется Комитетом науки Министерства науки и высшего образования Республики Казахстан (грант № AP14871293, договор 271/30-22-24 от 18.10.2022), а также является промежуточным результатом выполнения диссертационной (PhD) работы Нуркушевой С.А.*

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. https://en.heshbon.com/index.php?mid=Down_1&page=2&document_srl=1967 (accessed 29 July 2023).
2. Tian, H.Y.; Zhang, Z.Y. Design and Simulation Based on Pro/E for a Hydraulic Lift Platform in Scissors Type. International Workshop on Automobile, Power and Energy Engineering, 2011, Wuhan, PEOPLES R CHINA. Elsevier Science Bv, Apr 15-17.
3. Zhang, W.; Wang, X.X.; Wang, L.W. Strength Optimization Design of Box-shape Arms of a Scissor Lift Mechanism with Single Hydraulic Cylinder. Functional Manufacturing and Mechanical Dynamics Ii, v. 141, pp. 513-+, 2012. ISSN 1660-9336.
4. Stawinski L., A new approach for control the velocity of the hydrostatic system for scissor lift with fixed displacement pump. Archives of Civil and Mechanical Engineering, v. 19, no. 4, pp. 1104-1115, Aug 2019. ISSN 1644-9665.
5. Stawinski, L., Zaczynski J., Morawiec A., Skowronska J., Kosucki A., Energy Consumption Structure and Its Improvement of Low-Lifting Scissor Capacity Scissor Lift. Energies, v. 14, no. 5, p. 14, Mar 2021.
6. Zhang, L.D.; Li, Y.S., Synchronous Control of Double Hydraulic Cylinders of Scissors Aerial Work Platform Based on Fuzzy PID. 5th International Conference on Electromechanical Control Technology and Transportation (ICECTT), 2020, Electr Network. Ieee Computer Soc, May 15-17. Pp. 349-354.
7. Takesue, N. et al. Scissor lift with real-time self-adjustment ability based on variable gravity compensation mechanism. Advanced Robotics, v. 30, no. 15, pp. 1014-1026, 2016. ISSN 0169-1864.
8. Zhang, W. et al. A characteristic triangle method on input vectors of scissor lift mechanism and its applications in modeling and analysis. Journal of Advanced Mechanical Design Systems and Manufacturing, v. 9, no. 3, 2015. ISSN 1881-3054. Available at: <<Go to ISI>://WOS:000360824100020>.
9. Zhang, W.; Zhang, X.F.; Yan, C. Unified Modeling for Input Forces and Input Vectors for Two Scissor Lifting Mechanisms. In: WANG, T.;GUO, H., et al (Ed.). Contemporary Design and Manufacturing Technology.

Stafa-Zurich: Trans Tech Publications Ltd, v. 819, 2013. Pp. 362-367. (Advanced Materials Research). ISBN 978-3-03785-873-8.
10. https://www.ansys.com/en-gb/academic/students/ansys-student (accessed 29 July 2023).
11. Kassymzhanova A.D., Ibatov M.K., Balabayev O.T., Donenbaev B.S., Ilesaliev D.I. Experimental Study of Maximum Stresses in the Stationary Hoist Design in the Ansys Software Environment: Communications – Scientific Letters of the University of Zilina 2022, 24 (4) p. DOI: 10.26552/com.C.2022.4.B310-B318.
12. Қасымжанова А.Д. «Методика проведения экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния конструкции стационарного подъемника, предназначенного для погрузки зерновых грузов в контейнеры на железнодорожных платформах». Свидетельство о государственной регистрации прав на объект авторского права № 26526 от 26.05.2022.

***Қайшы көтергіштің математикалық моделіндегі күштерді талдау***

***[1]НУРКУШЕВА Салтанат Амангельдиевна,*** *докторант,*
***[2]БУЛАТОВ Нуржан Кажмуратович,*** *т.ғ.к., аға оқытушы,*
***[3]АСКАРОВ Бахтияр Шарапиденович,*** *PhD, декан, kafedra_pt@mail.ru,*
***[3]*ҚАСЫМЖАНОВА Айдана Дөненбайқызы,*** *PhD, кафедра меңгерушісі м.а., aidana_dak@mail.ru,*
***[4]ЛЮБИМОВ Игорь Ильич,*** *т.ғ.к., доцент,*
*[1]«С. Сейфуллин атындағы Қазақ агротехникалық зерттеу университеті» КеАҚ, Жеңіс даңғылы, 62, Астана, Қазақстан,*
*[2]«Л.Н. Гумилев атындағы Еуразия ұлттық университеті» КеАҚ, Сәтпаев көшесі, 2, Астана, Қазақстан,*
*[3]«Әбілқас Сағынов атындағы Қарағанды техникалық университеті» КеАҚ, Н. Назарбаев даңғылы, 56, Қарағанды, Қазақстан,*
*[4]Орынбор мемлекеттік университеті, Победа даңғылы, 13, Орынбор, Ресей,*
**автор-корреспондент.*

***Аңдатпа.*** *Зерттеудің мақсаты – қайшы көтергіштің математикалық моделіндегі күштерді талдау әдісі мен құралдарын ұсыну. Зерттеу нысаны – Heshbonlift51g қайшы көтергіші. Шектеу күшін, дефомация мен кернеуді анықтайтын қайшы көтергіштің математикалық моделі жасалған. Эквивалентті момент пен айналу жылдамдығының бұрышқа тәуелділігінің графиктері анықталды. Реакция күші тірек буынында максималды болған кезде максималды айналу бұрышы 70° жетеді. Көтергішті және оның негізгі параметрлерін талдау үшін MATLAB және ANSYS бағдарламалары қолданылды. Статикалық талдау нәтижелері жүктеменің 400Н-ға біркелкі ұлғаюымен эквивалентті максималды кернеу 3,1162 МПа-ға, ал эквивалентті орташа кернеу 0,06 МПа-ға артатынын көрсетті. Бұл жүйенің беріктігіне әсер етуі мүмкін жүктеменің жоғарылауымен көтергіш компоненттеріндегі кернеудің жоғарылауын көрсетеді.*

***Кілт сөздер:*** *күшті талдау, математикалық модель, қайшыны көтеру, қозғалыс теңдеулері, шектеуші күш.*

***Analysis of Forces in a Mathematical Model of a Scissor Lift***

***[1]NURKUSHEVA Saltanat,*** *Doctoral Student,*
***[2]BULATOV Nurzhan,*** *Cand. of Tech. Sci., Senior Lecturer,*
***[3]ASKAROV Bakhtiyar,*** *PhD, Dean, kafedra_pt@mail.ru,*
***[3]*KASSYMZHANOVA Aidana,*** *PhD, Acting Head of Department, aidana_dak@mail.ru,*
***[4]LYUBIMOV Igor,*** *Cand. of Tech. Sci., Associate Professor,*
*[1]NCJSC «S. Seifullin Kazakh Agro Technical Research University», Zhenis Avenue, 62, Astana, Kazakhstan,*
*[2]NPJSC «L.N. Gumilyov Eurasian National University», Satpayev Street, 2, Astana, Kazakhstan,*
*[3]NPJSC «Abylkas Saginov Karaganda Technical University», N. Nazarbayev Avenue, 56, Karaganda, Kazakhstan,*

[4]Orenburg State University, Pobeda Avenue, 13, Orenburg, Russia,
*corresponding author.

***Abstract.*** *The aim of study is to present a method and tools for analyzing forces in the mathematical model of a scissor lift. The object of the study is the HeshbonLift51G scissor lift. A mathematical model of the scissor lift is developed to determine the restraining force, deformations, and stresses. Graphs depicting the relationship between the equivalent moment and rotational speed with respect to the angle are identified. The maximum rotation angle reaches 70° when the reaction force becomes maximum in the supporting link. MATLAB and ANSYS programs were used to analyze the lift and its key parameters. The results of the static analysis show that with a uniform increase in load of 400N, the equivalent maximum stress increases by 3.1162 MPa, and the equivalent mean stress increases by 0.06 MPa. This indicates an increase in stresses in the lift components with an increase in load, potentially affecting the strength and durability of the system.*

***Keywords:*** *force analysis, mathematical model, scissor lift, equations of motion, limiting force.*

## REFERENCES

1. https://en.heshbon.com/index.php?mid=Down_1&page=2&document_srl=1967 (accessed 29 July 2023).
2. Tian, H.Y.; Zhang, Z.Y. Design and Simulation Based on Pro/E for a Hydraulic Lift Platform in Scissors Type. International Workshop on Automobile, Power and Energy Engineering, 2011, Wuhan, PEOPLES R CHINA. Elsevier Science Bv, Apr 15-17.
3. Zhang, W.; Wang, X.X.; Wang, L.W. Strength Optimization Design of Box-shape Arms of a Scissor Lift Mechanism with Single Hydraulic Cylinder. Functional Manufacturing and Mechanical Dynamics Ii, v. 141, pp. 513-+, 2012. ISSN 1660-9336.
4. Stawinski L., A new approach for control the velocity of the hydrostatic system for scissor lift with fixed displacement pump. Archives of Civil and Mechanical Engineering, v. 19, no. 4, pp. 1104-1115, Aug 2019. ISSN 1644-9665.
5. Stawinski, L., Zaczynski J., Morawiec A., Skowronska J., Kosucki A., Energy Consumption Structure and Its Improvement of Low-Lifting Scissor Capacity Scissor Lift. Energies, v. 14, no. 5, p. 14, Mar 2021.
6. Zhang, L.D.; Li, Y.S., Synchronous Control of Double Hydraulic Cylinders of Scissors Aerial Work Platform Based on Fuzzy PID. 5th International Conference on Electromechanical Control Technology and Transportation (ICECTT), 2020, Electr Network. Ieee Computer Soc, May 15-17. Pp. 349-354.
7. Takesue, N. et al. Scissor lift with real-time self-adjustment ability based on variable gravity compensation mechanism. Advanced Robotics, v. 30, no. 15, pp. 1014-1026, 2016. ISSN 0169-1864.
8. Zhang, W. et al. A characteristic triangle method on input vectors of scissor lift mechanism and its applications in modeling and analysis. Journal of Advanced Mechanical Design Systems and Manufacturing, v. 9, no. 3, 2015. ISSN 1881-3054. Available at: <<Go to ISI>://WOS:000360824100020>.
9. Zhang, W.; Zhang, X.F.; Yan, C. Unified Modeling for Input Forces and Input Vectors for Two Scissor Lifting Mechanisms. In: WANG, T.; GUO, H., et al (Ed.). Contemporary Design and Manufacturing Technology. Stafa-Zurich: Trans Tech Publications Ltd, v. 819, 2013. Pp. 362-367. (Advanced Materials Research). ISBN 978-3-03785-873-8.
10. https://www.ansys.com/en-gb/academic/students/ansys-student (accessed 29 July 2023)
11. Kassymzhanova A.D., Ibatov M.K., Balabayev O.T., Donenbaev B.S., Ilesaliev D.I. Experimental Study of Maximum Stresses in the Stationary Hoist Design in the Ansys Software Environment: Communications – Scientific Letters of the University of Zilina 2022, 24 (4) p. DOI: 10.26552/com.C.2022.4.B310-B318.
12. Kassymzhanova A.D. «Metodika provedeniya eksperimentalnykh issledovaniy napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya konstruktsii statsionarnogo podyemnika, prednaznachennogo dlya pogruzki zernovykh gruzov v konteynery na zheleznodorozhnykh platformakh». Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii prav na obyekt avtorskogo prava no. 26526 ot 26.05.2022.