

DYNAMIC ANALYSIS AND OPTIMAL DESIGN FOR LIFTING MECHANISM OF MEDIUM DUMP TRUCK

Vu Tuan Dat

University of Transport and Communications

ARTICLE INFO	ABSTRACT
Received: 19/4/2022	In this paper, the dynamic analysis and optimal design for lifting mechanism of medium dump truck is performed by simulation method. The multi-body dynamic model of lifting mechanism is established in the ADAMS/View software. In this model, the coordinate parameters of the connection points between the parts of the lifting mechanism are considered as the design variables. The design sensitivity coefficient in the dynamic analysis is used to evaluate the influence of the design variables on the dynamic criteria of the lifting mechanism. On that basis, several design variables and its appropriate range of variation are selected for optimal design of the lifting mechanism with the objective to minimize the average and maximum values of the hydraulic cylinder's power consumption, force and torque acting on the support rack of the lifting mechanism.
Revised: 26/5/2022	
Published: 27/5/2022	
KEYWORDS	
Lifting mechanism	
Medium dump truck	
Coordinate parameter	
Design sensitivity coefficients	
Optimal design	

PHÂN TÍCH ĐỘNG LỰC HỌC VÀ THIẾT KẾ TỐI ƯU CHO CƠ CẤU NÂNG HẠ CỦA XE TẢI TỰ ĐỔ CỖ TRUNG

Vũ Tuấn Đạt

Trường Đại học Giao thông vận tải

THÔNG TIN BÀI BÁO	TÓM TẮT
Ngày nhận bài: 19/4/2022	Trong bài báo này, phân tích động lực học và thiết kế tối ưu cơ cấu nâng hạ cho ô tô tải tự đổ cỡ trung được thực hiện bằng phương pháp mô phỏng. Mô hình động lực học hệ nhiều vật của cơ cấu nâng được thiết lập trong phần mềm ADAMS/View. Trong mô hình này, tham số tọa độ các điểm kết nối giữa các bộ phận của cơ cấu nâng hạ được xem như biến thiết kế. Hệ số độ nhạy trong phân tích động lực học được sử dụng để đánh giá ảnh hưởng của các biến thiết kế đến các chỉ tiêu động lực học của cơ cấu nâng hạ. Trên cơ sở đó, một số biến thiết kế với khoảng biến thiên phù hợp được lựa chọn để tối ưu hóa cơ cấu nâng hạ với mục tiêu tối thiểu hóa giá trị trung bình và giá trị lớn nhất của công suất của xi lanh thủy lực, lực và mô men tác dụng lên giá đỡ của cơ cấu nâng hạ.
Ngày hoàn thiện: 26/5/2022	
Ngày đăng: 27/5/2022	
TỪ KHÓA	
Cơ cấu nâng hạ	
Ô tô tải tự đổ cỡ trung	
Tham số tọa độ	
Hệ số độ nhạy	
Thiết kế tối ưu	

DOI: <https://doi.org/10.34238/tnu-jst.5870>

Email: datvt@utc.edu.vn

<http://jst.tnu.edu.vn>

395

Email: jst@tnu.edu.vn

1. Giới thiệu

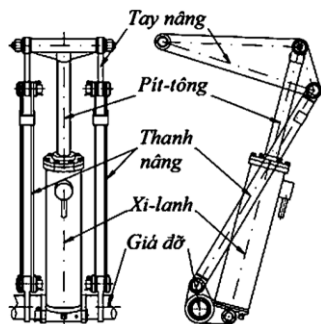
Cơ cấu nâng hạ (CCNH) trên ô tô tải dùng để cơ giới hóa việc bốc dỡ hàng hóa. Trong đó, các biến thiết kế như kích thước và tương quan vị trí giữa các khâu khớp đều có ảnh hưởng nhất định đến các chỉ tiêu động lực học của CCNH như: công suất xi-lanh, lực nâng, lực tương tác giữa các bộ phận,... Để nghiên cứu động lực học của CCNH, một số phương pháp đã được sử dụng để tính toán quỹ đạo chuyển động và tính bền một số chi tiết như: phương pháp véc-tơ phức [1], phương pháp giải tích [2] và phương pháp họa đồ lực [3]. Tuy nhiên, các phương pháp này đã bỏ qua ảnh hưởng của lực quán tính của các vật thể. Khi tính đến lực quán tính, phương pháp cơ học giải tích với phương trình Lagrange II được sử dụng để tính toán lực tác động lên giá đỡ và khung ô tô [4]. Một số nghiên cứu đã ứng dụng các phần mềm chuyên dụng để mô phỏng động lực học và tính bền kết cấu [5], [6], cũng như thiết kế tối ưu hóa nhằm tăng lực nâng và cải thiện hiệu suất nâng [7], [8]. Có thể thấy, phân tích động học và động lực học CCNH đã được nhiều tác giả ngoài nước quan tâm nghiên cứu, trong khi các nghiên cứu trong nước về vấn đề này còn hạn chế và ít được công bố. Bên cạnh đó, cũng cần nghiên cứu đánh giá và so sánh mức độ ảnh hưởng của các biến thiết kế đến các chỉ tiêu động lực học của CCNH. Đây là cơ sở để lựa chọn số lượng biến thiết kế hợp lý khi thiết kế tối ưu CCNH.

Xuất phát từ phân tích trên đây, bài báo đã xây dựng mô hình động lực học hệ nhiều vật (Multi-Body Dynamics - MBD) của CCNH bằng phần mềm ADAM/View. Trong mô hình, tọa độ các điểm liên kết giữa các bộ phận được xem như biến thiết kế. Tiến hành khảo sát động lực học hệ thống và tính toán hệ số độ nhạy nhằm đánh giá mức độ ảnh hưởng của các biến thiết kế đến một số chỉ tiêu đánh giá động lực học của CCNH. Trên cơ sở đó, các biến thiết kế với khoảng biến thiên phù hợp được lựa chọn để tối ưu hóa cơ cấu nâng hạ với mục tiêu giảm thiểu công suất của xi-lanh thủy lực và lực tác động lên giá đỡ của CCNH. Đây là cơ sở để phát triển hướng nghiên cứu tiếp theo là đánh giá độ bền kết cấu cho CCNH.

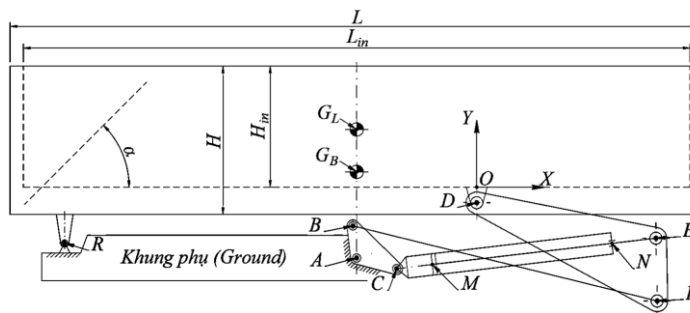
2. Phương pháp nghiên cứu

2.1. Xây dựng mô hình MBD cho CCNH

Đối tượng nghiên cứu là CCNH kiểu thủy lực có tay nâng bắt trực tiếp với thùng xe và xi-lanh thủy lực đặt trước thanh nâng được lắp trên ô tô tải tự đổ có tải trọng chuyên chở 5 tấn. Kết cấu của CCNH như trên Hình 1.



Hình 1. Kết cấu của CCNH



Hình 2. Sơ đồ hóa mô hình MBD của CCNH

Mô hình MBD của CCNH được xây dựng trong phần mềm ADAMS/View với các giả thiết:

- Do tính đối xứng trong mặt phẳng dọc XOY đi qua trọng tâm của ô tô, các tay nâng và thanh nâng được quy dẫn về một chi tiết có kích thước hình học tương ứng trong mặt phẳng XOY và có chiều dày bằng hai lần chiều dày của mỗi tay nâng và thanh nâng.

- Góc tọa độ tổng thể nằm trên mặt phẳng sàn thùng và nằm trên đường thẳng đi qua điểm liên kết ban đầu giữa tay nâng và thùng hàng. Điểm đặt giá đỡ CCNH ban đầu (điểm A) nằm trên đường thẳng đi qua trọng tâm thùng hàng và hàng hóa. Khung phụ được xem là vật thể cố định (Ground).

- Phân tích động lực học và tối ưu hóa CCNH được xem xét ở hành trình nâng với vận tốc dịch chuyển tương đối giữa pít-tông và xi-lanh, $V_{PX} = 0,02$ m/s. Thùng hàng và hàng hóa chuyên chở có khối lượng không đổi trong quá trình nâng với góc nâng tối đa của thùng xe, $\alpha = 50^\circ$.

Sơ đồ hóa mô hình MBD của CCNH (bao gồm thùng xe và hàng hóa) được thể hiện như trên Hình 2, với tham số của mô hình được cho trong Bảng 1. Lựa chọn biến thiết kế là tọa độ các điểm A, D, E và K theo phương OX (X_A, X_D, X_E, X_K) và phương OY (Y_A, Y_D, Y_E, Y_K) với bước biến thiên $\Delta = 50$ mm và khoảng biến thiên cho trong Bảng 1. Vị trí của điểm B và C là cố định so với điểm A, khi tọa độ điểm A thay đổi thì tọa độ điểm B và C cũng thay đổi tương ứng.

Bảng 1. Các tham số của mô hình MBD

Ký hiệu	Vị trí, tên chi tiết	Tham số hóa (Đơn vị: tọa độ và kích thước (mm); khối lượng (kg))
A	Điểm cố định giá đỡ CCNH với khung phụ	Tọa độ ban đầu, $A^*(X_A, Y_A) = (-450, -300)$; khoảng biến thiên, $X_{Amin} = -570$; $X_{Amax} = -270$; $Y_{Amin} = -400$; $Y_{Amax} = -200$
D	Khớp bản lề giữa tay nâng với thùng xe	Tọa độ ban đầu, $D^*(X_D, Y_D) = (0, -80)$; khoảng biến thiên, $X_{Dmin} = -150$; $X_{Dmax} = 150$; $Y_{Dmin} = -230$; $Y_{Dmax} = -30$
E	Khớp bản lề giữa pít-tông với tay nâng	Tọa độ ban đầu, $E^*(X_E, Y_E) = (670, -230)$; khoảng biến thiên, $X_{Emin} = 470$; $X_{Emax} = 770$; $Y_{Emin} = -330$; $Y_{Emax} = -130$
K	Khớp bản lề giữa thanh nâng với tay nâng	Tọa độ ban đầu, $K^*(X_K, Y_K) = (680, -460)$; khoảng biến thiên, $X_{Kmin} = 630$; $X_{Kmax} = 930$; $Y_{Kmin} = -560$; $Y_{Kmax} = -360$
B	Khớp bản lề giữa thanh nâng với giá đỡ	Tọa độ, $B(X_B, Y_B) = (-470, -180)$
C	Khớp bản lề giữa xi-lanh với giá đỡ CCNH	Tọa độ, $C(X_C, Y_C) = (-300, -340)$
G_L	Trọng tâm của hàng hóa	Tọa độ, $G_L(X_{GL}, Y_{GL}) = (-450, 400)$; khối lượng, $m_L = 5.000$; kích thước, $(L_{in} \times H_{in} \times B_{in}) = (3660 \times 2140 \times 800)$
G_B	Trọng tâm của thùng hàng	Tọa độ, $G_B(X_{GB}, Y_{GB}) = (-450, 122)$; khối lượng, $m_B = 1.350$; kích thước, $(L \times B \times H) = (3860 \times 2340 \times 950)$
R	Khớp bản lề giữa thùng hàng với khung phụ	Tọa độ, $R(X_R, Y_R) = (-1920, -246)$
BK	Thanh nâng	Chiều rộng, $H_{BK} = 70$; chiều dày, $B_{BK} = 4 \times 10 = 40$; khối lượng theo chiều dài, $m_{BK} \approx 21,84$ kg/m
DEK	Tay nâng	Chiều dày, $B_{DEK} = 2 \times 25 = 50$; khối lượng ban đầu, $m_{DEK} \approx 58,18$ kg
CN	Xi-lanh thủy lực	Chiều dài, $CN = 0,9CE$; khối lượng theo chiều dài, $m_{CN} \approx 45$ kg/m
EM	Pít-tông của xi-lanh thủy lực	Chiều dài, $EM = 0,9CE$; khối lượng theo chiều dài, $m_{EM} \approx 30$ kg/m

2.2. Lựa chọn chỉ tiêu đánh giá động lực học CCNH

Lựa chọn chỉ tiêu đánh giá đánh giá động lực học CCNH là giá trị các hàm mục tiêu, bao gồm: giá trị trung bình và giá trị lớn nhất của công suất xi lanh thủy lực (P_{mv} và P_{max}); giá trị trung bình và giá trị lớn nhất của mô men theo trục OZ tác động lên điểm A của giá đỡ CCNH (M_{AZ-mv} và M_{AZmax}); giá trị trung bình và giá trị lớn nhất của lực tổng hợp theo hai phương OX và OY tác động lên điểm A của giá đỡ CCNH (F_{A-mv} và F_{Amax}).

Xét giá trị biến thiên kế d_i tại bước tính thứ i ($i = 1, 2, \dots, n$) trong khoảng biến thiên. Bài báo sử dụng hệ số độ nhạy $S(d_i)$ được tính theo công thức (1) để đánh giá và so sánh mức độ ảnh hưởng của các biến thiết kế đối với giá trị hàm mục tiêu (V_i):

$$S(d_i) = \frac{1}{2} \left(\frac{V_{i+1} - V_i}{d_{i+1} - d_i} + \frac{V_i - V_{i-1}}{d_i - d_{i-1}} \right) \quad (1)$$

Với bước biến thiên $\Delta = d_{i+1} - d_i = d_i - d_{i-1} = 50$ mm:

$$\begin{cases} i \neq 1, i \neq n \rightarrow S(d_i) = \frac{(V_{i+1} - V_i) + (V_i - V_{i-1})}{2\Delta} \\ i = 1 \rightarrow S(d_i) = \frac{(V_{i+1} - V_i)}{\Delta}; \quad i = n \rightarrow S(d_i) = \frac{(V_i - V_{i-1})}{\Delta} \end{cases} \quad (2)$$

2.3. Thuật toán tối ưu

Trong phần mềm ADAMS/view cho phép lựa chọn một số thuật toán để giải bài toán tối ưu, như: thuật toán giảm gradient tổng quát (Generalized Reduced Gradient - GRG), thuật toán lập trình bậc hai tuần tự (Sequential Quadratic Programming - SQP),... Bài báo lựa chọn thuật toán GRG [9], [10] để giải bài toán tối ưu CCNH theo các hàm mục tiêu đã chọn. Ý tưởng của thuật toán GRG là chuyển m bất đẳng thức ràng buộc phi tuyến thành các đẳng thức bằng cách đưa vào các biến phụ và phân chia n biến ($\mathbf{X}$) thành m biến phụ thuộc ($\mathbf{v}$) và $n-m$ biến không phụ thuộc ($\mathbf{w}$). Sau đó sử dụng các bước tương tự như phương pháp giảm gradient để xác định hướng và bước dịch chuyển của các biến, cũng như xác định điểm hội tụ khi thỏa mãn điều kiện bài toán.

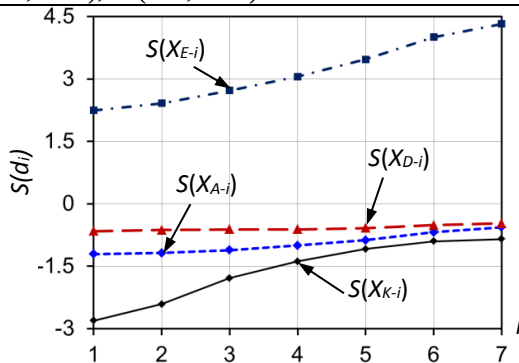
3. Kết quả và bàn luận

3.1. Khảo sát ảnh hưởng của các biến thiết kế đến động lực học CCNH

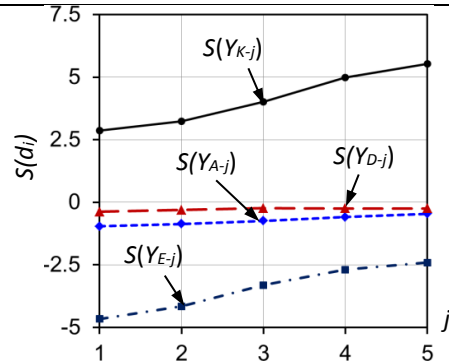
Với tọa độ các biến thiết kế ở vị trí ban đầu, kết quả mô phỏng động lực học CCNH với góc nâng của thùng xe đạt $\alpha = 50^\circ$ cho các giá trị hàm mục tiêu như trong Bảng 2. Tiếp theo, tiến hành mô phỏng động lực học với các biến thiết kế thay đổi từ giá trị *min* đến giá trị *max*. Với bước biến thiên đã chọn ($\Delta = 50 \text{ mm}$), số bước biến thiên của các biến thiết kế theo phương OX và OY tương ứng là $n_X = 7$ ($i = 1, 2, \dots, 7$) và $n_Y = 5$ ($j = 1, 2, \dots, 5$). Giá trị hệ số độ nhạy $S(d_i)$ tương ứng với các bước biến thiên theo OX và OY của các biến thiết kế đối với giá trị hàm mục tiêu P_{mv} , P_{max} , M_{AZ-mv} , M_{AZmax} , F_{A-mv} và F_{Amax} được biểu thị tương ứng từ Hình 3 đến Hình 14.

Bảng 2. Giá trị hàm mục tiêu với các biến thiết kế ở tọa độ ban đầu

Tọa độ ban đầu của các biến thiết kế: $d(X_d, Y_d)$	P_{mv}^* (kN.mm/s)	P_{max}^* (kN.mm/s)	M_{AZmv}^* (kN.mm)	M_{AZmax}^* (kN.mm)	F_{A-mv}^* (kN)	F_{Amax}^* (kN)
$A^*(-450, -300)$; $D^*(0, -80)$; $E^*(670, -230)$; $K^*(680, -460)$	2108,34	2659,56	24577,04	28010,94	37,17	49,02



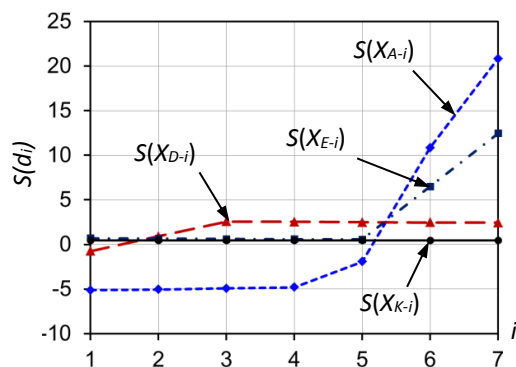
Hình 3. Hệ số độ nhạy đối với P_{mv} khi các biến thiết kế thay đổi theo OX



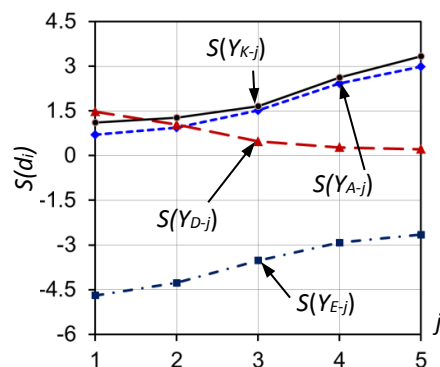
Hình 4. Hệ số độ nhạy đối với P_{mv} khi các biến thiết kế thay đổi theo OY

Thông qua giá trị của hệ số độ nhạy cho biết xu hướng tăng ($S(d_i) > 0$) hay giảm ($S(d_i) < 0$) của giá trị hàm mục tiêu khi biến thiết kế thay đổi. Khi xét cùng một giá trị biến thiết kế, độ dốc của các đoạn thẳng nối giữa hai điểm cho biết mức độ ảnh hưởng của biến thiết kế đối với giá trị hàm mục tiêu trong khoảng biến thiên đó. Nếu hệ số độ nhạy có sự đổi dấu, ví dụ như $S(X_{A-i})$ trên Hình 5 với giá trị âm tại $S(X_{A-4})$ và giá trị dương tại $S(X_{A-6})$, điều này cho thấy giá trị hàm mục

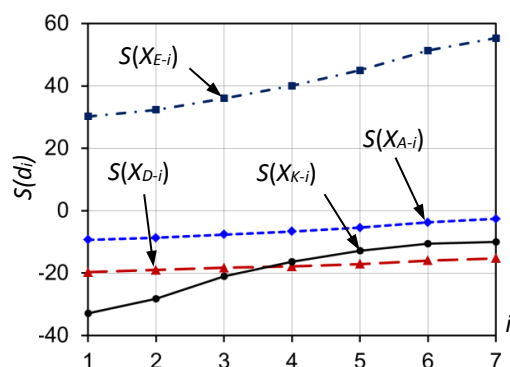
tiêu đang có xu hướng giảm sẽ chuyển trạng thái sang xu hướng tăng. Giá trị tại $S(X_{A-5})$ là âm cho thấy mức giảm trong khoảng $i = 4$ đến $i = 5$ lớn hơn mức tăng trong khoảng từ $i = 5$ đến $i = 6$. Ngược lại, nếu giá trị tại $S(X_{A-5})$ là dương thì mức giảm trong khoảng $i = 4$ đến $i = 5$ nhỏ hơn mức tăng trong khoảng từ $i = 5$ đến $i = 6$. Khi xét cùng một giá trị hàm mục tiêu, độ lớn trị tuyệt đối của $S(d_i)$ dùng để so sánh mức độ ảnh hưởng của biến thiết kế đó đối với giá trị hàm mục tiêu so với các biến thiết kế khác.



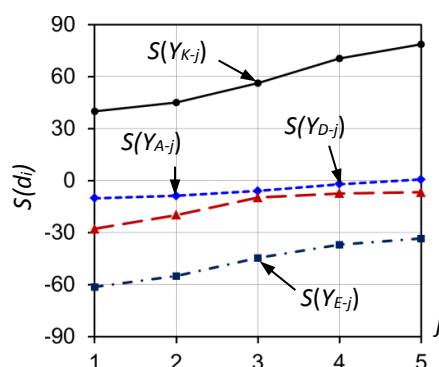
Hình 5. Hệ số độ nhạy đối với P_{max} khi các biến thiết kế thay đổi tọa độ theo OX



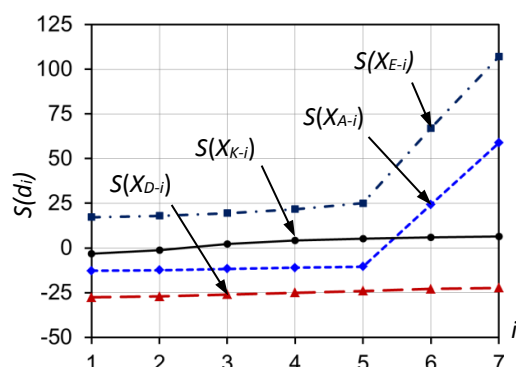
Hình 6. Hệ số độ nhạy đối với P_{max} khi các biến thiết kế thay đổi theo OY



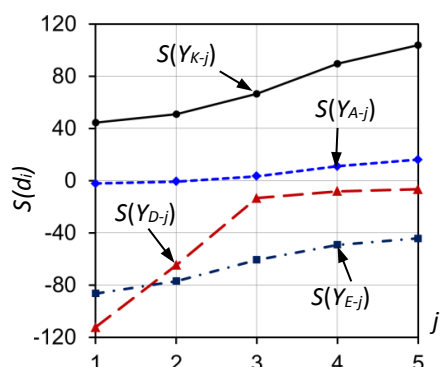
Hình 7. Hệ số độ nhạy đối với M_{AZ-mv} khi các biến thiết kế thay đổi theo OX



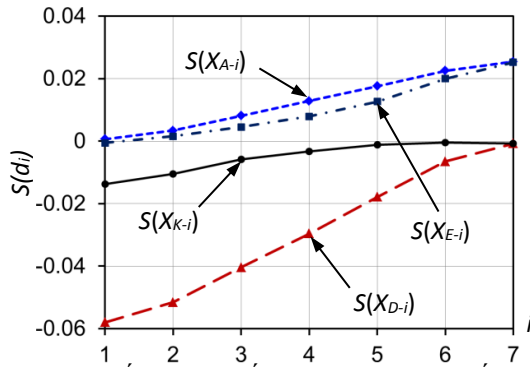
Hình 8. Hệ số độ nhạy đối với M_{AZ-mv} khi các biến thiết kế thay đổi theo OY



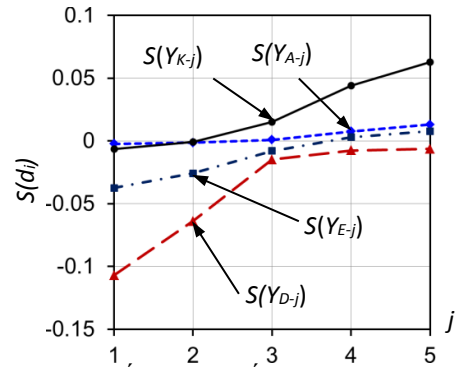
Hình 9. Hệ số độ nhạy đối với M_{AZmax} khi các biến thiết kế thay đổi theo OX



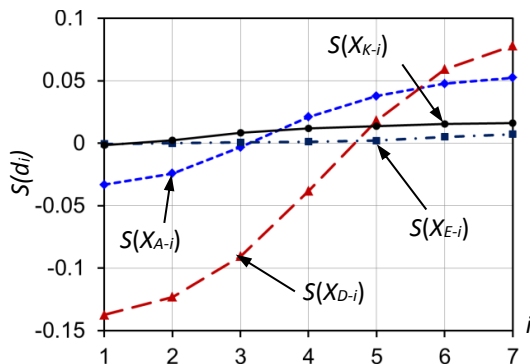
Hình 10. Hệ số độ nhạy đối với M_{AZmax} khi các biến thiết kế thay đổi theo OY



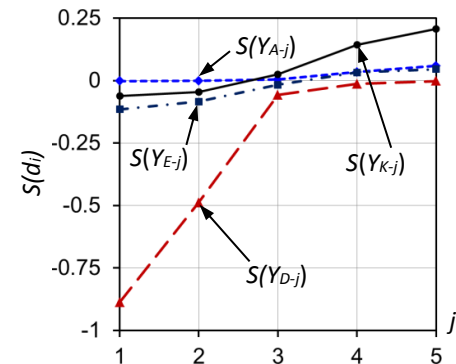
Hình 11. Hệ số độ nhạy đối với F_{A-mv} khi các biến thiết kế thay đổi theo OX



Hình 12. Hệ số độ nhạy đối với F_{A-mv} khi các biến thiết kế thay đổi theo OY



Hình 13. Hệ số độ nhạy đối với F_{Amax} khi các biến thiết kế thay đổi theo OX



Hình 14. Hệ số độ nhạy đối với F_{Amax} khi các biến thiết kế thay đổi theo OY

3.2. Tối ưu hóa CCNH

Xét kết cấu thực tế và từ kết quả khảo sát trên đây, các biến thiết kế và khoảng biến thiên được lựa chọn như sau:

- Giả thiết tọa độ điểm A theo phương OX là cố định với tọa độ ban đầu, $X_A = -450 \text{ mm}$ (X_A không là biến thiết kế tối ưu). Khi Y_D tăng theo chiều dương OY thì đều có xu hướng làm giảm P_{mv} , P_{max} , M_{AZ-mv} , M_{AZmax} , F_{A-mv} và F_{Amax} . Tuy nhiên, Y_D bị hạn chế bởi khung sàn thùng và đảm bảo khoảng cách tối thiểu cho khớp bản lề giữa tay nâng và khung sàn thùng. Vì vậy, cũng xét Y_D là cố định với tọa độ ban đầu, $Y_D = -80 \text{ mm}$ (Y_D không là biến thiết kế tối ưu).

- Với loại xi lanh thủy lực đã chọn, khoảng cách tối thiểu giữa điểm C và điểm E theo phương OX phải thỏa mãn $CE_{X-min} \geq 950 \text{ mm}$. Với tọa độ $X_C = -300 \text{ mm}$ là cố định (do X_A cố định), nên tọa độ X_E sẽ biến thiên trong khoảng $X_{Emin} = 650 \text{ mm}$ và $X_{Emax} = 950 \text{ mm}$. Mặt khác, với giả thiết $CN = 0,9CE$ và $EM = 0,9CE$ (Bảng 1), khoảng cách tối đa CE_{max} khi pít-tông làm việc hết hành trình phải thỏa mãn $CE_{max} \leq 2CN = 2EM$ hay $(CE_{max} - 1,8CE_{min}) \leq 0$.

- Thông thường tọa độ Y_E phải thấp hơn Y_D để điểm E không chạm vào khung sàn thùng trong quá trình nâng. Với $Y_D = -80 \text{ mm}$, lựa chọn $Y_{Emax} = -150 \text{ mm}$ và $Y_{Emin} = -350 \text{ mm}$. Tọa độ Y_K theo chiều âm của OY bị hạn chế để không chạm vào các hệ thống khác trên xe sat-xi. Xét kết cấu thực tế, chọn $Y_{Kmin} = -500 \text{ mm}$ và $Y_{Kmax} = -300 \text{ mm}$.

Bảng 3. Biến thiết kế và khoảng biến thiên khi tính toán tối ưu CCNH

Khoảng biến thiên	Tọa độ các biến thiết kế					
	X_D	X_E	X_K	Y_A	Y_E	Y_K
Giá trị tối thiểu (mm)	-150	650	630	-400	-350	-500
Giá trị tối đa (mm)	150	950	930	-200	-150	-300

Bảng 4. Phương án tối ưu của các biến thiết kế

Mục tiêu tối ưu	Tọa độ tối ưu của các biến thiết kế (mm)					
	X_D	X_E	X_K	Y_A	Y_E	Y_K
$P_{mv} \rightarrow \min$	150,0	650,0	930,0	-400,0	-150,0	-500,0
$P_{max} \rightarrow \min$	-150	650,0	630,0	-258,0	-150,0	-500,0
$M_{AZ-mv} \rightarrow \min$	150,0	650,0	930,0	-400,0	-150,0	-500,0
$M_{AZmax} \rightarrow \min$	150,0	650,0	665,5	-308,3	-150,0	-500,0
$F_{A-mv} \rightarrow \min$	2,2	673,1	679,3	-300,8	-231,6	-459,2
$F_{Amax} \rightarrow \min$	150,0	650,0	650,4	-349,5	-350,0	-470,8

Bảng 5. Giá trị hàm mục tiêu theo kết quả tối ưu

Mục tiêu tối ưu	Giá trị hàm mục tiêu và mức thay đổi (%) so với giá trị ban đầu						% max	% min
	P_{mv} (kN.mm/s)	P_{max} (kN.mm/s)	M_{AZ-mv} (kN.mm)	M_{AZmax} (kN.mm)	F_{A-mv} (kN)	F_{Amax} (kN)		
$P_{mv} \rightarrow \min$	1416,65	2373,20	14670,73	19576,13	37,56	57,02		
(%)	(-32,8)	(-10,8)	(-40,3)	(-30,1)	(1,0)	(16,3)	16,3	-40,3
$P_{max} \rightarrow \min$	1834,43	1968,59	22412,08	25566,11	41,79	56,42		
(%)	(-13,0)	(-26,0)	(-8,8)	(-8,7)	(12,4)	(15,1)	15,1	-26,0
$M_{AZ-mv} \rightarrow \min$	1416,65	2373,2	14670,73	19576,13	37,56	57,02		
(%)	(-32,8)	(-10,8)	(-40,3)	(-30,1)	(1,0)	(16,3)	16,3	-40,3
$M_{AZmax} \rightarrow \min$	1682,88	2665,60	17432,55	18886,55	38,82	70,75		
(%)	(-20,2)	(0,2)	(-29,1)	(-32,6)	(4,4)	(44,3)	44,3	-32,6
$F_{A-mv} \rightarrow \min$	2127,75	2672,11	24803,79	28182,95	34,25	48,97		
(%)	(0,9)	(0,5)	(0,9)	(0,6)	(-7,9)	(-0,1)	0,9	-7,9
$F_{Amax} \rightarrow \min$	2510,87	3420,69	28184,55	31991,82	37,13	45,33		
(%)	(19,1)	(28,6)	(14,7)	(14,2)	(-0,1)	(-7,5)	28,6	-7,5
% max	(19,1)	(28,6)	(14,7)	(14,2)	(12,4)	(44,3)	-	-
% min	(-32,8)	-26,0	(-40,3)	(-32,6)	(-7,9)	(-7,5)	-	-

Các biến thiết kế được sử dụng cho tính toán tối ưu hóa CCNH với khoảng biến thiên được cho trong Bảng 3. Tiến hành tính toán tối ưu CCNH với mỗi mục tiêu độc lập là tối thiểu hóa các giá trị P_{mv} , P_{max} , M_{AZ-mv} , M_{AZmax} , F_{A-mv} và F_{Amax} bằng thuật toán GRG. Kết quả phương án tối ưu của 06 biến thiết kế tương ứng với mỗi hàm mục tiêu được cho trong Bảng 4. Các giá trị hàm mục tiêu sau khi tối ưu cũng như mức độ tăng giảm (%) so với giá trị ban đầu (Bảng 2) được cho trong Bảng 5. Có thể thấy, mức giảm giá trị hàm mục tiêu là lớn nhất khi tối ưu theo giá trị mục tiêu đó. Khi tối ưu theo $M_{AZ-mv} \rightarrow \min$ cho mức giảm giá trị mô men trung bình là lớn nhất (-40,3%). Với khoảng biến thiên của các biến thiết kế đã chọn, kết quả tối ưu theo $P_{mv} \rightarrow \min$ và $M_{AZ-mv} \rightarrow \min$ hội tụ ở cùng phương án tối ưu của các biến thiết kế.

4. Kết luận

Bài báo đã tiến hành phân tích động lực học và thiết kế tối ưu cho CCNH với mô hình MBD được xây dựng trong phần mềm ADAM/View. Việc xác định hệ số độ nhay là rất cần thiết để biết được xu hướng thay đổi giá trị hàm mục tiêu trong khoảng biến thiên của biến thiết kế, cũng như dùng để đánh giá và so sánh mức độ ảnh hưởng của các biến thiết kế. Với 06 biến thiết kế và khoảng biến thiên phù hợp được lựa chọn, bài báo tiến hành tối ưu hóa CCNH với mục tiêu tối thiểu hóa giá trị trung bình và giá trị lớn nhất của công suất xi lanh thủy lực, lực và mô men tác dụng lên giá đỡ của cơ cấu nâng hạ.

Mô hình và kết quả nghiên cứu của bài báo là cơ sở cho nghiên cứu tiếp theo của tác giả về đánh giá độ bền cho CCNH. Bên cạnh đó, bài báo có thể được sử dụng làm tài liệu tham khảo cho các nghiên cứu liên quan, cũng như áp dụng trong các cơ sở thiết kế, sản xuất và lắp ráp ô tô tải tự đổ.

Lời cảm ơn

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Giao thông vận tải trong đề tài mã số T2022-CK-001: *Nghiên cứu tối ưu hóa cơ cấu nâng hạ và đánh giá độ bền mỏi cho mối ghép hàn của giá đỡ cơ cấu nâng hạ trên ô tô tải tự đổ cỡ trung được sản xuất lắp ráp tại Việt Nam.*

TÀI LIỆU THAM KHẢO/REFERENCES

- [1] H. Y. Bai, C. Y. Fu, and X. Z. Zhang, "Kinematics Analysis of Heavy Dump Truck Lifting Mechanism," *Advanced Materials Research*, vol. 472-475, pp. 2245-2250, 2012.
- [2] S. Z. Liu and L. J. Zhang, "Kinematics and Force Analysis of Lifting Mechanism of Detachable Container Garbage Truck," *The Open Mechanical Engineering Journal*, vol. 8, no. 1, pp. 219-223, 2014.
- [3] T. P. Yan, "Design of 3201Z-type Dump Truck's Lifting Mechanism," *2011 2nd International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering*, 15-17 July 2011, Inner Mongolia, China, 2011, pp. 1165-1168.
- [4] Y. N. Baryshnikov, "Computing Experiment for Unloading Dumper Truck at a Sloping Pad," *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 24-27 October 2017, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian, vol. 468, IOP Publishing 012022, 2018.
- [5] R. C. Jiang, D. W. Liu, Z. Ch. Wang, and W. Fan, "Dynamic Characteristics Simulation for Lifting Mechanism of Dump Truck Based on Virtual Prototype," *Applied Mechanics and Materials*, vol. 195-196, pp. 754-757, 2012.
- [6] L. L. Zhu, D. W. Liu, X. K. Ge, and W. Fan, "Strength Analysis for Lifting Mechanism of Dump Truck Based on Virtual Prototype and Finite Element Technology," *Advanced Materials Research*, vol. 651, pp. 543-547, 2013.
- [7] L. J. Qian, D. J. Wu, N. J. Yang, and C. T. Wang, "Optimum Design of Lifting Mechanism in Dump Truck," *2011 International Conference on Electric Information and Control Engineering*, 15-17 April 2011, Wuhan, China, 2011, pp. 4326-4329.
- [8] Y. T. Kang, J. Yang, and W. M. Zhang, "Multi-Objective Optimization Design for Body Hoist Mechanism of Mining Dump Truck," *Advanced Materials Research*, vol. 490-495, pp. 396-401, 2012.
- [9] O. Yeniay, "A Comparative Study on Optimization Methods for the Constrained Nonlinear Programming Problems," *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2005, no. 2, pp. 165-173, 2005.
- [10] K. Rudd, G. Foderaro, and S. Ferrari, "A Generalized Reduced Gradient Method for the Optimal Control of Multiscale Dynamical Systems," *52nd IEEE Conference on Decision and Control*, 10-13 December 2013, Florence, Italy, 2013, pp. 3857-3863.