

Nghiên cứu thiết kế tối ưu hóa hộp số máy kéo Thaco

Phạm Xuân Mai^{1,2,3}, Hồng Đức Thông^{1,2,*}, Nguyễn Xuân Thiện³, Ngô Ngọc Linh³, Đinh Viết Nam³



Use your smartphone to scan this QR code and download this article

TÓM TẮT

Máy kéo nông nghiệp là một trong những phương tiện chủ lực để thực hiện thành công quá trình cơ giới hóa nông nghiệp ở Việt Nam. Việc lựa chọn đúng loại máy kéo và lớp lực kéo đảm bảo tính phù hợp khi máy kéo làm việc trên các đồng ruộng Việt Nam là rất quan trọng. Trên cơ sở sử dụng phần mềm tính toán mô phỏng Unigraphics NXCAD và SIMCENTER do tập đoàn Siemens AG cung cấp, chúng tôi đã tiến hành phân tích, lựa chọn hợp lý cấu hình hệ thống truyền lực của máy kéo Thaco bao gồm cụm hộp số chính, cầu chủ động, các cụm khác, và tính toán các tỷ số truyền hợp lý của hệ thống truyền lực máy kéo. Bên cạnh đó, chúng tôi cũng đã thiết kế và tính toán mô phỏng để tối ưu hóa các thông số kỹ thuật và kết cấu hệ thống truyền lực của máy kéo nhằm tìm ra các thông số kỹ thuật của chúng phù hợp khả năng làm việc của máy kéo Thaco trên đất đai đặc thù ở Việt Nam. Kết quả nghiên cứu cho thấy sự lựa chọn hệ thống truyền lực của máy kéo này phù hợp với điều kiện làm việc trên các cánh đồng ở Việt Nam. Hệ thống truyền lực đã thiết kế có kết cấu phù hợp với công nghệ sản xuất chế tạo trong nước. Hệ thống truyền lực này sẽ được triển khai vào sản xuất theo dự án Khoa học Công nghệ "Nghiên cứu thiết kế chế tạo máy kéo 4 bánh mang thương hiệu Việt Nam" của Công ty cổ phần ô tô Trường Hải.

Từ khóa: Máy kéo nông nghiệp, hệ thống truyền lực, hộp số, SIMCENTER, mô phỏng

GIỚI THIỆU

Nghiên cứu về máy kéo 4 bánh mặc dù đã được đề cập trong một số đề tài và dự án ở Việt Nam nhưng chỉ dừng lại ở công suất nhỏ (dưới 35 mã lực), sử dụng động cơ 1 xy lanh. Trong khuôn khổ dự án Khoa học Công nghệ (KH-CN) của Công ty Cổ phần Ô tô Trường Hải - Thaco "Nghiên cứu thiết kế chế tạo máy kéo 4 bánh mang thương hiệu Việt Nam", đây là lần đầu tiên loại máy kéo 4 bánh có công suất 50 mã lực được Thaco nghiên cứu thiết kế trên cơ sở hợp tác chuyển giao công nghệ với nước ngoài (công ty LS MTron, Hàn Quốc). Và cũng là lần đầu tiên tại Việt Nam thực hiện nội địa hóa máy kéo 4 bánh và tỷ lệ nội địa hóa khu vực lên đến trên 40% RVC (RVC: Regional Value Content: Hàm lượng giá trị khu vực Asean).

Máy kéo được nghiên cứu tính toán, thiết kế và chế tạo trên cơ sở tối ưu hóa nhằm liên kết với các máy công tác thành một liên hợp máy, thực hiện các công việc cơ giới hóa trong sản xuất nông nghiệp như làm đất, gieo trồng, chăm sóc và thu hoạch sản phẩm nông nghiệp, trong đó tính năng quan trọng nhất là phải đảm bảo tính năng kéo bám trên các bánh chủ động khắc phục được các loại lực cản khá lớn của máy kéo trên các nền đất, đồng ruộng khác nhau. Do đó, tính toán phân bố tỷ số truyền hợp lý của hệ thống truyền lực, hộp số và thiết kế tối ưu hóa đóng vai trò quan trọng. Ngoài ra, thiết kế quan hệ bố trí chung trong hệ thống truyền

lực là cần thiết và một hệ thống truyền lực trong đó có sự bố trí các bộ phận quan trọng của hộp số để máy kéo đạt được các chỉ tiêu kỹ thuật kinh tế đã đặt ra những bài toán cần giải quyết khi thiết kế tối ưu hóa hộp số cho máy kéo 4 bánh chủ động Thaco.

Trong tính toán tối ưu hóa hộp số, cần chú ý đến sự phân cấp tỷ số truyền lực, thiết kế các cặp bánh răng theo nguyên tắc dịch chỉnh cũng như tính toán tối ưu hóa độ bền của các bánh răng, trục hộp số để đảm bảo hộp số gọn nhẹ, nhưng đảm bảo độ bền và độ bền lâu trong các điều kiện làm việc khắc nghiệt của máy kéo trên đồng ruộng.

Do vậy, cần sử dụng các phương pháp thiết kế trên các phần mềm chuyên dùng để tối ưu hóa các kích thước và tính năng làm việc của cụm hộp số cùng các linh kiện quan trọng của nó là bánh răng và các trục hộp số. Phần mềm NXCAD và SIMCENTER cho phép thiết kế, tính toán mô phỏng hộp số ở nhiều chế độ, nhiều phạm vi ảnh hưởng khi máy kéo hoạt động. Trong bài báo này, chúng tôi tiến hành thiết kế hộp số với các phần việc sau:

- Thiết kế bố trí chung hệ thống truyền lực.
- Tính toán lựa chọn tỷ số truyền hợp lý của hệ thống truyền lực trong đó có hộp số.
- Thiết kế các cụm trong hộp số.
- Tính toán tối ưu hóa sức bền hộp số.

¹Bộ môn Kỹ thuật Ô tô, Khoa Kỹ thuật Giao thông, Trường Đại học Bách Khoa TP. HCM

²Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

³Công ty Cổ phần Ô tô Trường Hải

Liên hệ

Hồng Đức Thông, Bộ môn Kỹ thuật Ô tô, Khoa Kỹ thuật Giao thông, Trường Đại học Bách Khoa TP. HCM

Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

Email: hongducthong@hcmut.edu.vn

Lịch sử

- Ngày nhận: 30-01-2020
- Ngày chấp nhận: 25-4-2020
- Ngày đăng: 13-8-2020

DOI : 10.32508/stdjet.v3i2.667



Bản quyền

© ĐHQG Tp.HCM. Đây là bài báo công bố mở được phát hành theo các điều khoản của the Creative Commons Attribution 4.0 International license.



Trích dẫn bài báo này: Mai P X, Thông H D, Thiện N X, Linh N N, Nam D V. Nghiên cứu thiết kế tối ưu hóa hộp số máy kéo Thaco. *Sci. Tech. Dev. J. - Eng. Tech.*; 3(2):383-394.

ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Đối tượng nghiên cứu

Máy kéo 4 bánh dùng trong nông nghiệp, có công suất 50HP mang thương hiệu Việt Nam, được chế tạo tại công ty cổ phần ô tô Trường Hải với tỷ lệ nội địa hóa RVC trên 40%.

Phương pháp nghiên cứu

- Phương pháp khảo sát, phân tích đánh giá số liệu và nghiên cứu lý thuyết.
- Phương pháp nghiên cứu thiết kế, tính toán mô phỏng bằng các phần mềm: NXCAD Uni- graphic, Simcenter 1D và 3D.
- Kỹ thuật thiết kế ngược (reverse engineering).

KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Thiết kế bố trí chung hệ thống truyền lực¹⁻⁵

Phân bố khoảng lực kéo của máy kéo

Khoảng lực kéo của máy kéo là một trong những tính năng quan trọng nhất, ảnh hưởng đến trực tiếp đến hiệu suất làm việc của chúng.

Tốc độ máy kéo cũng là tính năng quan trọng, tốc độ máy kéo thường được xác định theo yêu cầu công việc do nó thực hiện. Mỗi loại công việc đòi hỏi tốc độ của liên hợp máy phải nằm trong một khoảng xác định nào đó. Mặt khác máy kéo nông nghiệp phải có khả năng liên hợp với một vài loại máy công tác khác nhau và làm việc trên các điều kiện khác nhau. Vì vậy hộp số của máy kéo đòi hỏi phải có nhiều số truyền để đáp ứng tất cả các chế độ làm việc trên những điều kiện khác nhau.

Với kết quả nghiên cứu đặc tính kéo bám như Hình 1 và Hình 2, chúng ta sẽ xác định được khoảng lực kéo tương ứng vận tốc máy kéo theo từng chế độ làm việc, trên cơ sở đó chọn cách phân cấp số truyền hộp số.

Từ đồ thị trên cho thấy vùng lực kéo hợp lý: từ 8 ÷ 12 kN, ở đó hiệu suất kéo đạt trị số cao, nên chúng tôi lựa chọn vùng này có 4 số truyền chính bao gồm số 3c, 4c, 1n, 2n; chọn 2 số truyền để thực hiện các công việc kỹ thuật bao gồm số 1c, 2c; chọn 2 số truyền vận chuyển bao gồm số 3n, 4n vì lực kéo ở móc kéo của chúng cực đại ở số 3n chỉ tới 6 kN, số 4n chỉ tới 3,2 kN, nhưng nếu xem trên đường vận tốc thì ở hai số này vận tốc chuyển động lại rất cao.

Vì vậy chúng tôi chia các số truyền của máy kéo ra thành 3 nhóm số truyền: nhóm số truyền công nghệ, nhóm số truyền chính và nhóm số truyền vận chuyển:

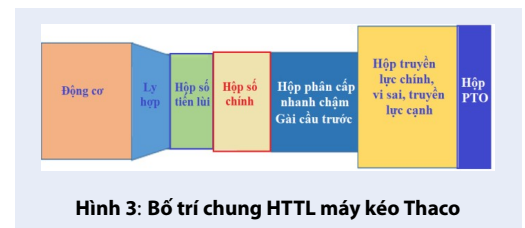
- Nhóm số truyền công nghệ (nhóm số chậm), gồm 2 số truyền nhỏ nhất, ở các số truyền này máy kéo chuyển động với vận tốc thấp do yêu cầu công nghệ canh tác (ví dụ gieo, thu hoạch), nhưng không yêu cầu lực kéo lớn. Vận tốc của máy kéo khoảng 0,5 – 3,0 km/h.
- Nhóm số truyền chính, gồm 4 số truyền để thực hiện các công việc chính của máy kéo và được xác định khi thiết kế với tốc độ làm việc khoảng 5 - 12 km/h.
- Nhóm số truyền vận chuyển, gồm 2 số truyền cao nhất, dùng khi máy kéo vận chuyển hoặc khi di chuyển địa bàn, vận tốc của máy kéo lên đến 28 km/h.

Thiết kế bố trí chung hệ thống truyền lực

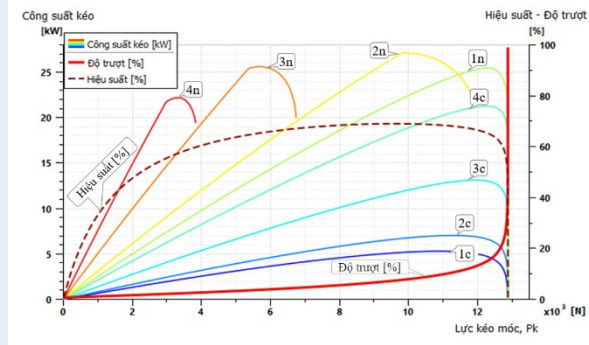
Hệ thống truyền lực (HTTL) của hầu hết máy kéo đều sử dụng HTTL kiểu cơ khí. Đối với máy kéo Thaco thiết kế có công suất động cơ 50 mã lực, trọng lượng vận hành G = 1800 kG và lớp lực kéo trong khoảng 8 đến 12 kN, chọn loại HTTL 4x4 bao gồm những bộ phận truyền lực sau:

- Động cơ: L4AL-D, LS Mtron, Diesel, 4 xy lạnh, công suất 50 ML/2600 v/ph, momen cực đại 164N.m/1600 v/ph.
- Ly hợp: là loại ly hợp ma sát 1 đĩa có kết cấu đơn giản, phổ biến và giá thành thấp.
- Theo tính toán khoảng lực kéo của máy kéo ở Mục *Phân bố khoảng lực kéo của máy kéo*, chúng tôi lựa chọn được hộp số cơ khí có 8 cấp số truyền bao gồm 8 số tiến và 8 số lùi. Được cấu thành bởi 3 phần hợp lại để đơn giản trong chế tạo song vẫn có đủ 8 số và cho số số tiến bằng số số lùi.

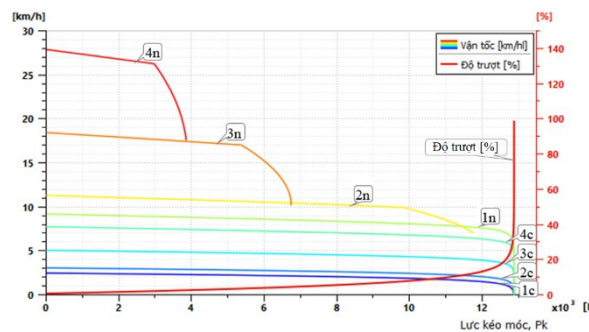
Trên cơ sở này, kết hợp với các phân tích khác về bố trí tổng thể của máy kéo, chúng tôi thiết kế, bố trí sơ đồ chung HTTL của máy kéo như Hình 3.



Hình 3: Bố trí chung HTTL máy kéo Thaco



Hình 1: Công suất kéo của máy kéo ở các tỷ số truyền 1n, 2n, 3n và 4n là tương ứng với tay số I, II, III, và IV ở cấp số nhanh; 1c, 2c, 3c và 4c là tương ứng với tay số I, II, III, và IV ở cấp số chậm.



Hình 2: Vận tốc của máy kéo ở các tỷ số truyền 1n, 2n, 3n và 4n là tương ứng với tay số I, II, III, và IV ở cấp số nhanh; 1c, 2c, 3c và 4c là tương ứng với tay số I, II, III, và IV ở cấp số chậm.

Tính toán tỷ số truyền HTTL^{2-4,6,7}

Xác định tỷ số truyền lực chung của HTTL

Dãy tỷ số truyền chính: Để thực hiện các công việc với lực kéo lớn và thường xuyên sử dụng nhiều nhất. Máy kéo thường xuyên làm việc ở các tay số thấp và trung gian nên ta chọn phân chia theo cấp số cộng.

$$i_{c1} - i_{c2} = i_{c2} - i_{c3} = \dots = i_{c_{n-1}} - i_{c_n} = d' = const$$

$$d' = d = \frac{(P_{kmax} - P_{kmin}) \cdot r_b}{\eta_m \cdot M_N \cdot n} \quad (2)$$

Xác định được $P_{kmax}=12$ kN; $P_{kmin}=8.4$ kN. Khi đó công sai $d' = 19,6$.

Tỷ số truyền số 1 HTTL của dãy số truyền chính, i_{c1} :

$$i_{c1} = \frac{(P_{kmax} + fG)r_b}{M_{max} \cdot \eta_m} \quad (3)$$

Tính toán được các tỷ số truyền tay số I: $i_{c1} = 117,96$; II: $i_{c2} = 98,36$; III: $i_{c3} = 78,76$; IV: $i_{c4} = 59,16$.

Dãy tỷ số truyền công nghệ: dùng cho công việc canh tác (gieo cấy, bón phân...) không yêu cầu lực kéo lớn, vận tốc của máy kéo trong khoảng 0,5 đến 3,5 km/h. Chọn số lượng tay số truyền công nghệ bằng 2: i_{cn1} và i_{cn2} .

Khi chọn vận tốc công nghệ $v = 2,33$ km/h, tay số I là: $i_{cn1} = 0,1047 \frac{v_{bN}}{v_1}$, từ đó: $i_{cn1} = 259,68$.

Tỷ số truyền i_{cn2} nằm trong khoảng giá trị tỷ số truyền i_{cn1} và tay số thấp nhất của dãy tỷ số truyền chính (i_{c1}):

$$i_{cn2} = i_{cn1} - (i_{cn1} - i_{c1})/3 = 212,44.$$

Dãy tỷ số truyền vận chuyển: dùng khi vận chuyển hoặc khi di chuyển địa bàn, vận tốc của máy kéo từ 4 đến 30 km/h. Chọn số tay số truyền là 2: i_{vn1} và i_{vc2} .

Khi chọn vận tốc yêu cầu tại số truyền đạt vận tốc lớn nhất (ứng với công suất cực đại), $v_n = 26,3$ km/h thì tỷ số truyền tay số cao nhất, $i_{vc1} = 23,01$.

Tỷ số truyền i_{vc2} nằm trong khoảng giá trị tỷ số truyền i_{vn1} và số tay số truyền chính cao nhất (tức là $i_{c4} = 59,16$), $i_{vc2} = i_{vn1} + (i_{vc1} - i_{c4})/3 = 35,06$.

Bảng 1: Dãy tỷ số truyền tính toán của máy kéo Thaco

| Tỷ số truyền chung | i_{T1} | i_{T2} | i_{T3} | i_{T4} | i_{T5} | i_{T6} | i_{T7} | i_{T8} |
|--------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | 259,7 | 212,4 | 118,0 | 98,4 | 78,8 | 59,2 | 35,1 | 23,0 |
| Vận tốc lý thuyết (km/h) | V_{lt1} | V_{lt2} | V_{lt3} | V_{lt4} | V_{lt5} | V_{lt6} | V_{lt7} | V_{lt8} |
| | 2,3 | 2,9 | 5,1 | 6,2 | 7,7 | 10,2 | 17,3 | 26,3 |

Từ đây, chúng tôi xác định được tỷ số truyền chung của HTTL i_T tương ứng 8 tay số như Bảng 1.

Xác định tỷ số truyền cố định: Bao gồm tỷ số truyền của truyền lực chính và truyền lực cạnh. Trên cơ sở yêu cầu về tính động lực và tăng được khoảng sáng gầm máy kéo $h_d = 430$ mm. chúng tôi tính được tỷ số truyền lực cạnh $i_c = 5,368$; và tỷ số truyền truyền lực chính chọn $i_0 = 5,276$.

Hiệu chỉnh tỷ số truyền của HTTL sau khi tính toán lý thuyết

Trong thực tế chế tạo không thể đáp ứng được các tỷ số truyền trên mà chỉ cho các giá trị gần đúng, do vậy cần phải hiệu chỉnh tỷ số truyền chung của hệ thống truyền lực: bằng phương pháp thay đổi tỷ số truyền trong vùng giới hạn trên (dãy tỷ số truyền vận chuyển và dãy tỷ số truyền công nghệ), đảm bảo yêu cầu kỹ thuật từng chế độ canh tác khác nhau như Bảng 2.

Trong đó: Ký hiệu c : cấp chậm; n : cấp nhanh.

Sơ đồ HTTL của máy kéo Thaco

Sau khi tính toán tỷ số truyền của HTTL và điều chỉnh hợp lý cấp số truyền theo khả năng chế tạo, khả năng công nghệ... Chọn được kiểu loại tỷ số truyền trên từng cặp bánh răng truyền lực (thỏa mãn yêu cầu tỷ số truyền chung của HTTL Bảng 2), cũng như để đơn giản kết cấu hộp số thì chúng tôi chia hộp số thành 3 phần hợp lại như trên Hình 3. Sau đó lựa chọn và bố trí tỷ số truyền từng bộ phận truyền động (Hình 4). Phân bố tỷ số truyền giữa các hộp truyền động theo yêu cầu:

+ Số thao tác thường xuyên: dao động quanh 1 để có hiệu suất cao (tỷ số truyền có hiệu suất cao nhất khi $i = 1$).

+ Mô đun bánh răng ảnh hưởng đến kích thước các cặp bánh răng ăn khớp.

+ Khoảng cách trục trong hộp số chính và trong hộp phân cấp nhanh chậm phù hợp để bố trí gọn.

+ Đảm bảo kết cấu đồng tốc, khớp gài dễ chế tạo, kích thước tương ứng.

+ Tạo hình bao quát hài hòa cho thân hộp truyền lực của máy kéo.

Sơ đồ này được giải thích như sau:

+ Hộp số tiến lùi (3): Liên kết với ly hợp chính của động cơ, với 2 cấp truyền trong đó có một bộ truyền

dùng cho máy kéo đi tiến ở tất cả các số truyền, còn một bộ có thêm bánh răng đảo chiều, nhờ đó sẽ tạo cho máy kéo có các số lùi. Với hộp số tiến lùi này để đảm bảo công nghệ chế tạo, cũng như khả năng phân bố tải trọng đều cho các hộp số truyền lực ta chọn tỷ số truyền tiến $i_t = 1,635$ và số lùi $i_l = 1,560$. Do tốc độ quay của trục sơ cấp chính là tốc độ quay của trục khuỷu (tốc độ rất lớn), vì vậy cần phải thiết kế đồng tốc để gài số cho hộp tiến lùi.

+ Hộp số chính (4): ở đây có bốn cặp bánh răng ăn khớp, tạo ra 4 số truyền, nhờ hai khớp gài, mỗi khớp gài cho hai số tạo thành số I, số II, số III và số truyền IV. Trong đó số I là số truyền dự trữ (dùng cho trường hợp lực cản rất lớn), chọn số truyền thẳng là số II để đảm bảo hiệu suất cao nhất tại số truyền thường xuyên làm việc của máy kéo, số truyền III và IV là số truyền tăng phù hợp cho khả năng vận chuyển đa năng của máy kéo thiết kế. Trên cơ sở phân bố cấp số cộng của HTTL, ta chọn $i_1 = 1,234$; $i_2 = 1,000$; $i_3 = 0,613$; $i_4 = 0,400$.

+ Hộp phân cấp nhanh chậm (hộp số phụ) và gài cầu trước (5): còn gọi là số nhân đôi số số truyền, nhờ một bộ gài hai cặp bánh răng ăn khớp có tỷ số truyền khác nhau, nhờ đó 4 số truyền ở hộp số chính nhân với hai tỷ số truyền khác nhau trong hộp này tạo thành hộp số có 8 số tiến, và 8 số lùi. Tỷ số truyền nhanh là: $i_n = 1,244$; và chậm là: $i_c = 4,535$.

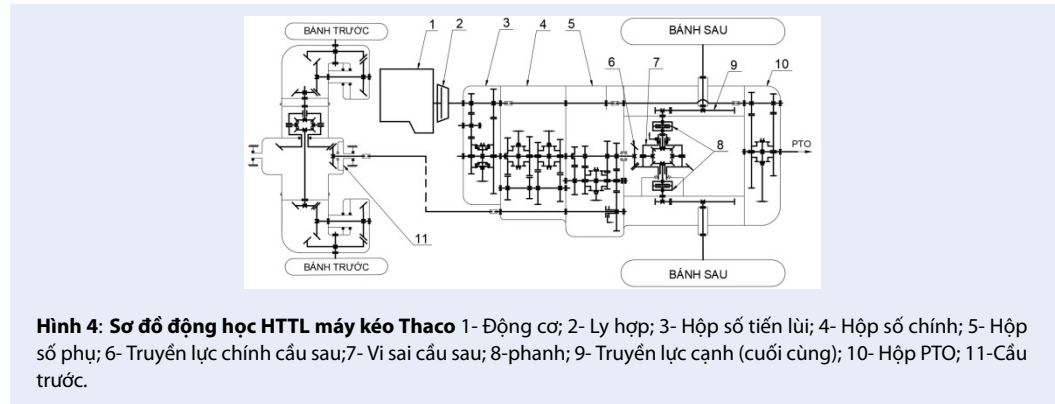
+ Cầu sau (6, 7, 8, 9): gồm truyền lực chính (còn gọi là truyền lực trung tâm), vi sai, khóa vi sai, truyền lực cuối cùng và cơ cấu phanh bán trục làm hệ thống phanh chính của máy kéo. $i_0 = 5,276$; $i_{cc} = 5,368$.

+ Cơ cấu phanh (8): cơ cấu phanh đĩa ép, bố trí trực tiếp trên trục dẫn động truyền lực cạnh cầu sau. Cơ cấu phanh bán trục còn có chức năng hỗ trợ quay vòng gấp cho máy kéo (khi phanh bán trục phía tâm quay vòng). Loại này được sử dụng phổ biến trên những máy kéo có cỡ công suất trung bình như Kubota L5018, Yanmar EF514T của Nhật Bản được nhập vào thị trường Việt Nam.

+ Hộp trích công suất (PTO-power take off): chọn hộp trích công suất đặt phía sau máy kéo chung với vỏ hộp truyền lực và dẫn động độc lập với hai chế độ tốc độ (750 v/ph và 540 v/ph) nhờ các cặp bánh răng

Bảng 2: Giá trị hiệu chỉnh dây tỷ số truyền HTTL

| Tỷ số truyền tính toán lý thuyết | i_{T1} | i_{T2} | i_{T3} | i_{T4} | i_{T5} | i_{T6} | i_{T7} | i_{T8} |
|----------------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | 259,7 | 212,4 | 118,0 | 98,4 | 78,8 | 59,2 | 35,1 | 23,0 |
| Số truyền hiệu chỉnh thực tế | i_{1c} | i_{2c} | i_{3c} | i_{4c} | i_{1n} | i_{2n} | i_{3n} | i_{4n} |
| | 259,8 | 210,7 | 128,8 | 84,0 | 71,2 | 57,7 | 35,3 | 23,0 |
| Số cặp ăn khớp | 7 | 5 | 7 | 7 | 7 | 5 | 7 | 7 |



Hình 4: Sơ đồ động học HTTL máy kéo Thaco 1- Động cơ; 2- Ly hợp; 3- Hộp số tiến lùi; 4- Hộp số chính; 5- Hộp số phụ; 6- Truyền lực chính cầu sau; 7- Vi sai cầu sau; 8- phanh; 9- Truyền lực cạnh (cuối cùng); 10- Hộp PTO; 11- Cầu trước.

ăn khớp được dẫn động trực tiếp từ trục khuỷu động cơ thông qua ly hợp.

+ Cầu trước: để tăng khả năng di động của máy kéo, nâng cao khả năng kéo bám máy kéo Thaco được thiết kế loại dẫn động bốn bánh 4x4. Việc tính toán lựa chọn tỷ số truyền cầu trước phù hợp với sự lưu thông công suất không phù hợp làm ảnh hưởng đến độ mòn lốp cũng như mất mát công suất động cơ.

Sau khi xác định được tỷ số truyền chung đến cầu trước thì ta chia ra nhiều cấp, đảm bảo điều kiện chung: có khớp gài, truyền lực chính, truyền lực cạnh đảm bảo khoảng sáng gầm xe đồng thời thỏa mãn tỷ số truyền chung của HTTL.

Khi đó chọn tỷ số truyền gài $i_g = 1,153$; truyền lực chính $i_{01} = 1,924$; truyền cạnh (thay đổi chiều quay, cũng như khoảng sáng gầm thì ta chọn 2 cấp) $i_{cc1} \times i_{cc2} = 2,132 \times 3,924$. Tỷ số truyền giữa các cặp bánh răng của HTTL được thể hiện ở Bảng 3.

Thiết kế các cụm trong hộp số^{2-4,6,8}

Bánh răng là chi tiết rất quan trọng của hộp số, đảm bảo độ chính xác động học cũng như có yêu cầu về độ bền rất cao, do vậy, cần phải tính toán các thông số hình học của các cặp bánh răng ăn khớp trong hộp số để đảm bảo độ chính xác động học này. Việc tính toán thiết kế được thực hiện trên phần mềm Unigraphics NXCAD.

Thiết kế cụm hộp số tiến lùi

Sơ đồ động học của các hộp số tiến lùi được trình bày trong Hình 5. Dựa vào công việc tính toán lựa chọn ở phần trên, ta xác định các thông số của hộp số tiến lùi như sau:

Dựa vào công thức tính khoảng cách trục $A = \sqrt[3]{M_{emax}}$ (mm). Ta có khoảng cách lý thuyết giữa trục sơ cấp và trục thứ cấp: $A = 104\text{mm}$. Khoảng cách lý thuyết từ trục sơ cấp đến trục số lùi: $A' = 74\text{mm}$. Khoảng cách lý thuyết từ trục số lùi đến trục thứ cấp: $A'' = 98\text{mm}$.

Chọn modun pháp tuyến và góc nghiêng của răng các bánh răng trong hộp số tiến lùi: $m = 2,5$; $\beta = 14^0$.

Dựa vào các công thức tính số răng để tính toán số răng của các bánh răng hộp số tiến lùi.

$$Z_i = \frac{2.A.Cos\beta_i}{m_i(1+i_{hi})}; \quad (4)$$

$$Z'_i = Z_i.i_{hi}$$

Ta có được bảng thông số bánh răng như Bảng 4.

Tiếp tục áp dụng các công thức để tính toán các thông số hình học các bánh răng hộp số tiến lùi. Ta có các thông số hình học của bánh răng hộp số tiến lùi như Bảng 5.

Tiếp đó là xây dựng bản vẽ 3D của các cặp bánh răng trong hộp số tiến lùi (Hình 6).

Thiết kế cụm hộp số chính

Hình 7 thể hiện sơ đồ động học hộp số chính. Khoảng cách lý thuyết trục sơ cấp và trục thứ cấp: $A = 78\text{mm}$.

Bảng 3: Tỷ số truyền giữa các cặp bánh răng của HTTL

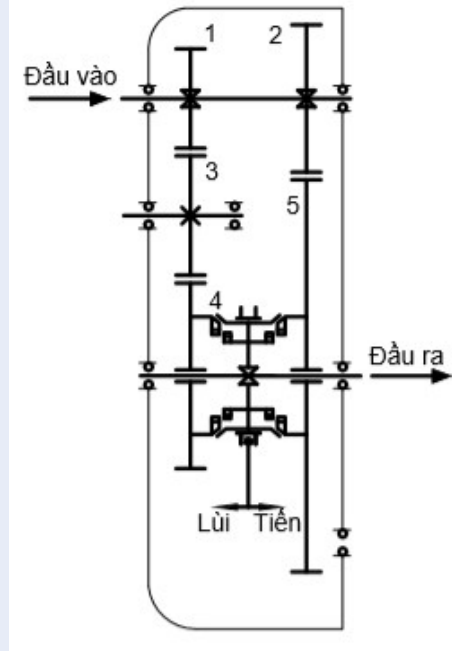
| Vị trí | Hộp số tiến-lùi | | | | Hộp số chính | | | | Hộp số phụ | | | Cầu sau | | Cầu trước | |
|---------|-----------------|-------|-------|------|--------------|------|-------|-------|------------|-------|-------|---------|-------|-----------|--|
| | it | il | i1 | i2 | i3 | i4 | in | ic | io | icc | ig | i01 | icc1 | icc2 | |
| Kỷ hiệu | | | | | | | | | | | | | | | |
| Giá trị | 1,635 | 1,560 | 1,234 | 1,00 | 0,613 | 0,40 | 1,244 | 4,535 | 5,276 | 5,368 | 1,153 | 1,924 | 2,132 | 3,924 | |

Bảng 4: Số răng các bánh răng hộp số tiến lùi

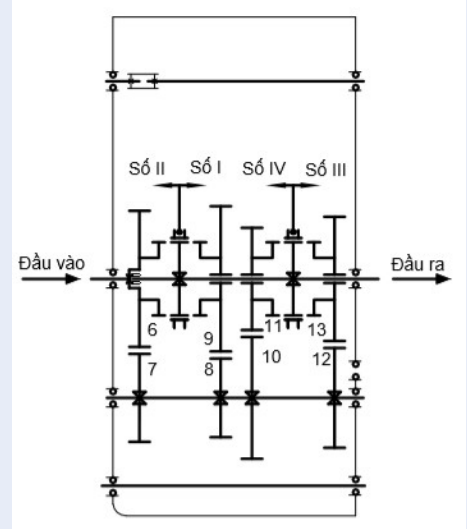
| | | | |
|------------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Số răng chủ động | $Z_1 = 25$ | $Z_3 = 33$ | $Z_2 = 30$ |
| Số răng bị động | $Z_3 = 33$ | $Z_4 = 39$ | $Z_5 = 49$ |
| Modun m, mm | 2,5 | 2,5 | 2,5 |
| Góc nghiêng | 14^0 | 14^0 | 14^0 |
| Tỷ số truyền | $i_{h1} = 1,32$ | $i_{h2} = 1,18$ | $i_{h3} = 1,63$ |

Bảng 5: Thông số bánh răng hộp số tiến lùi

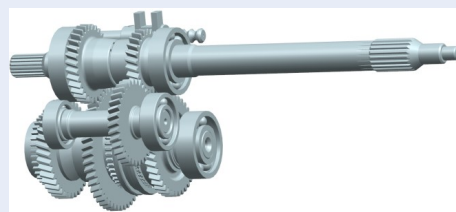
| Cặp bánh răng Thông số | Cặp BR số 1 và 3 | Cặp BR số 3 và 4 | Cặp BR số 2 và 5 |
|----------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------------|
| Góc nghiêng răng | $= 14^0$ | $= 14^0$ | $= 14^0$ |
| Hướng nghiêng răng | Z_1 : Phải Z_3 : Trái | Z_3 : Trái Z_4 : Phải | Z_2 : Phải Z_5 : Trái |
| Modun mặt đầu, mm | $m = 2,577$ | $m = 2,577$ | $m = 2,577$ |
| Đường kính vòng chia, mm | $d_{c1} = 64,4$ $d_{c3} = 85,02$ | $d_{c3} = 85,02$ $d_{c4} = 100,5$ | $d_{c2} = 77,3$ $d_{c5} = 126,3$ |
| Đường kính đỉnh răng, mm | $d_{a1} = 69,4$ $d_{a3} = 90,02$ | $d_{a3} = 90,02$ $d_{a4} = 105,5$ | $d_{a2} = 82,3$ $d_{a5} = 131,3$ |
| Đường kính chân răng, mm | $d_{f1} = 58,2$ $d_{f3} = 78,77$ | $d_{f3} = 78,77$ $d_{f4} = 94,23$ | $d_{f2} = 71,04$ $d_{f5} = 120$ |
| Chiều cao toàn bộ răng, mm | $h = 5,62$ | $h = 5,62$ | $h = 5,62$ |
| Khe hở đỉnh răng, mm | $c = 0,625$ | $c = 0,625$ | $c = 0,625$ |
| Chiều cao đầu răng, mm | $h_a = 2,5$ | $h_a = 2,5$ | $h_a = 2,5$ |
| Khoảng cách trục chia, mm | $a = 74,71$ | $a = 92,75$ | $a = 101,77$ |
| Góc profil răng | $\alpha_f = 20,560$ | $\alpha_f = 20,560$ | $\alpha_f = 20,560$ |
| Góc ăn khớp | $\alpha_w = 19,020$ | $\alpha_w = 27,60$ | $\alpha_w = 24,830$ |



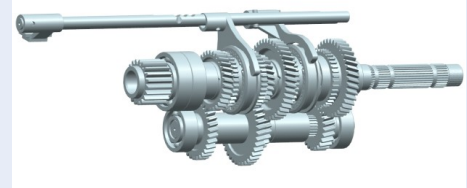
Hình 5: Sơ đồ động học hộp số tiến lùi



Hình 7: Sơ đồ động học hộp số chính



Hình 6: Bản vẽ 3D cụm bánh răng hộp số tiến lùi



Hình 8: Bản vẽ 3D cụm bánh răng hộp số chính

Chọn modul pháp tuyến và góc nghiêng của răng các bánh răng trong hộp số chính: $m = 2,5; \beta = 14^0$. Dựa vào các công thức tính số răng để tính toán số răng của các bánh răng hộp số chính:

$$Z_i = \frac{2.A.Cos\beta_i}{m_i(1 + i_{hi})}; Z'_i = Z_i \cdot i_{hi} \quad (5)$$

Và tính được số răng như Bảng 6.

Tiếp tục áp dụng các công thức để tính toán các thông số hình học của các bánh răng hộp số chính. Ta có Bảng 7, các thông số hình học của bánh răng hộp số chính.

Sau khi tính toán các thông số của bánh răng ta tiến hành tính toán hệ số dịch chỉnh cho từng cặp bánh răng và được các hệ số dịch chỉnh bánh răng như Bảng 8.

Ta tiến hành xây dựng bản vẽ 3D các cặp bánh răng hộp số chính (Hình 8).

Thiết kế cụm hộp phân cấp nhanh chậm

Khoảng cách trục giữa trục thứ cấp và trục trung gian hộp phân cấp nhanh chậm $A = 83$ mm, giữa trục gài cầu trước và trục trung gian, $A' = 89$ mm (Hình 9).

Chọn modul pháp tuyến $m = 2,75$ cho các bánh răng hộp số phân cấp nhanh chậm. Chọn $m = 3$ cho các bánh răng dẫn động gài cầu trước.

Chọn góc nghiêng răng: $\beta = 0^0$ (răng thẳng) cho các cặp bánh răng trong hộp phân cấp nhanh chậm. Dựa vào các công thức tính số răng (5) để tính toán số răng của các bánh răng hộp phân cấp nhanh chậm như Bảng 9.

Tiếp tục áp dụng các công thức để tính toán các thông số hình học của các bánh răng hộp phân cấp nhanh chậm.

Ta có Bảng 10 là các thông số hình học của bánh răng hộp phân cấp nhanh chậm.

Sau khi tính toán các thông số của bánh răng ta tiến hành tính toán hệ số dịch chỉnh cho từng cặp bánh răng như Bảng 11.

Ta xây dựng được bản vẽ 3D của các cặp bánh răng trong hộp phân cấp nhanh chậm (Hình 10).

Bảng 6: Số răng các cặp bánh răng hộp số chính

| | | | | |
|-----------------------|---------------|------------|---------------|--------------|
| Số răng bánh chủ động | $Z_8=21$ | $Z_6=38$ | $Z_{12}=31$ | $Z_{10}=38$ |
| Số răng bánh bị động | $Z_9=41$ | $Z_7=24$ | $Z_{13}=30$ | $Z_{11}=24$ |
| Modun, mm | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 |
| Góc nghiêng | 14^0 | 14^0 | 14^0 | 14^0 |
| Tỷ số truyền | $i_{h1}=1,23$ | $i_{h2}=1$ | $i_{h3}=0,61$ | $i_{h4}=0,4$ |

Bảng 7: Thông số các bánh răng hộp số chính

| Cặp bánh răng | Cặp BR luôn ăn khớp | Cặp BR gài số 1 | Cặp BR gài số 3 | Cặp BR gài số 4 |
|----------------------------|----------------------------------|---------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| Góc nghiêng răng | $\beta = 14^o$ | $\beta = 14^o$ | $\beta = 14^o$ | $\beta = 14^o$ |
| Hướng nghiêng răng | Z_6 : Phải Z_7 : Trái | Z_8 : Trái Z_9 : Phải | Z_{12} : Trái Z_{13} : Phải | Z_{10} : Trái Z_{11} : Phải |
| Modun mặt đầu, mm | $m = 2,57$ | $m = 2,57$ | $m = 2,57$ | $m = 2,57$ |
| Đường kính vòng chia, mm | $d_{c6}=97,9$ $d_{c7}=61,8$ | $d_{c8}=54,1$ $d_{c9}=105,6$ | $d_{c12}=79,8$ $d_{c13}=77,3$ | $d_{c10}=97,9$ $d_{c11}=61,8$ |
| Đường kính đỉnh răng, mm | $d_{a6}=102,9$ $d_{a7}=66,8$ | $d_{a8}=59,1$ $d_{a9}=110,6$ | $d_{a12}=84,8$ $d_{a13}=82,4$ | $d_{a10}=102,9$ $d_{a11}=66,8$ |
| Đường kính chân răng, mm | $d_{f6}=91,65$ $d_{f7}=55,58$ | $d_{f8}=47,8$ $d_{f9}=99,3$ | $d_{f12}=73,6$ $d_{f13}=71,0$ | $d_{f10}=91,65$ $d_{f11}=55,58$ |
| Chiều cao toàn bộ răng, mm | $h = 5,62$ | $h = 5,62$ | $h = 5,62$ | $h = 5,62$ |
| Khe hở đỉnh răng, mm | $c = 0,625$ | $c = 0,625$ | $c = 0,625$ | $c = 0,625$ |
| Chiều cao đầu răng, mm | $h_a = 2,5$ | $h_a = 2,5$ | $h_a = 2,5$ | $h_a = 2,5$ |
| Khoảng cách trục chia, mm | $a = 79,87$ | $a = 79,87$ | $a = 78,58$ | $a = 79,87$ |
| Góc profil răng | $\alpha_t = 20,56^o$ | $\alpha_t = 20,56^o$ | $\alpha_t = 20,56^o$ | $\alpha_t = 20,56^o$ |
| Góc ăn khớp | $\alpha_w = 16,5^o$ | $\alpha_w = 16,5^o$ | $\alpha_w = 19,38^o$ | $\alpha_w = 16,5^o$ |

Bảng 8: Hệ số dịch chỉnh bánh răng hộp số chính

| Bánh răng | Cặp BR số 6-7 | Cặp BR số 8-9 | Cặp BR số 12-13 | Cặp BR số 10-11 |
|----------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| Hệ số dịch chỉnh tổng | $x_\Sigma = -0,68$ | $x_\Sigma = -0,68$ | $x_\Sigma = -0,23$ | $x_\Sigma = -0,68$ |
| Hệ số dịch chỉnh tiếp nhận | $y = -0,75$ | $y = -0,75$ | $y = -0,23$ | $y = -0,75$ |
| Hệ số dịch chỉnh x_1 | $x_1 = -0,42$ | $x_1 = -0,26$ | $x_1 = -0,23$ | $x_1 = -0,42$ |
| Hệ số dịch chỉnh x_2 | $x_2 = -0,26$ | $x_2 = -0,42$ | $x_2 = 0$ | $x_2 = -0,26$ |

Bảng 9: Số răng các cặp bánh răng cấp nhanh chậm

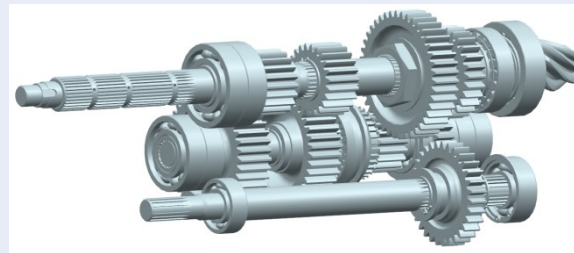
| | | | | | |
|------------------|---------------|-----------------|-----------------|-----------------|------------------|
| Tỷ số truyền | $i_a = 2,05$ | $i_{gn} = 0,58$ | $i_{gc} = 2,15$ | $i_{ct} = 1,05$ | $i_{2ct} = 1,05$ |
| Số răng chủ động | $Z_{14} = 20$ | $Z_{16} = 38$ | $Z_{18} = 19$ | $Z_{20} = 27$ | $Z_{21} = 29$ |
| Số răng bị động | $Z_{15} = 41$ | $Z_{17} = 24$ | $Z_{19} = 42$ | $Z_{21} = 29$ | $Z_{22} = 31$ |
| Modun, mm | 2,75 | 2,75 | 2,75 | 3 | 3 |
| Góc nghiêng | 0^0 | 0^0 | 0^0 | 0^0 | 0^0 |

Bảng 10: Thông số các bánh răng hộp nhanh chậm

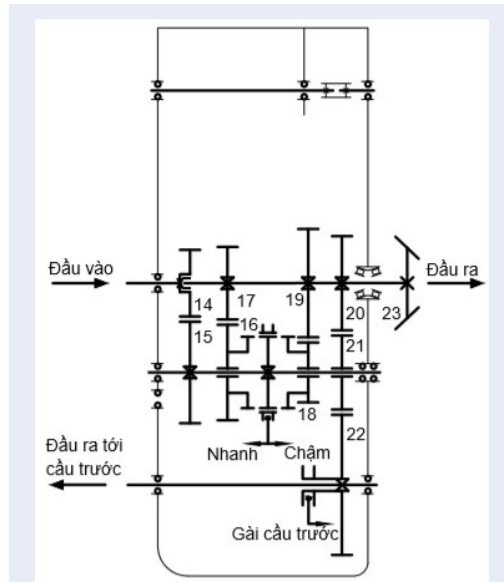
| Bánh răng Thông số | Cặp BR số 14-15 | Cặp BR số 16-17 | Cặp BR số 18-19 | Cặp BR số 20-21 | Cặp BR số 21-22 |
|----------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
| Góc nghiêng răng | $\beta = 0^\circ$ | $\beta = 0^\circ$ | $\beta = 0^\circ$ | $\beta = 0^\circ$ | $\beta = 0^\circ$ |
| Loại bánh răng | Răng thẳng | Răng thẳng | Răng thẳng | Răng thẳng | Răng thẳng |
| Modun mặt đầu, mm | $m = 2,75$ | $m = 2,75$ | $m = 2,75$ | $m = 3$ | $m = 3$ |
| Đường kính vòng chia, mm | $d_{c14}=55$ $d_{c15}=112,75$ | $d_{c16}=104,5$ $d_{c17}=63,25$ | $d_{c18}=52,25$ $d_{c19}=115,5$ | $d_{c20}=81$ $d_{c21}=87$ | $d_{c21}=87$ $d_{c22}=93$ |
| Đường kính đỉnh răng, mm | $d_{a14}=60,5$ $d_{a15}=118,25$ | $d_{a16}=110$ $d_{a17}=68,75$ | $d_{a18}=57,75$ $d_{a19}=121$ | $d_{a20}=87$ $d_{a21}=93$ | $d_{a21}=93$ $d_{a22}=99$ |
| Đường kính chân răng, mm | $d_{i6}=48,125$ $d_{i7}=105,875$ | $d_{i16}=97,625$ $d_{i17}=56,375$ | $d_{i18}=45,375$ $d_{i19}=108,625$ | $d_{i20}=73,5$ $d_{i21}=79,5$ | $d_{i21}=79,5$ $d_{i22}=85,5$ |
| Chiều cao toàn bộ răng, mm | $h = 6,187$ | $h = 6,187$ | $h = 6,187$ | $h = 6,75$ | $h = 6,75$ |
| Khe hở đỉnh răng, mm | $c = 0,6875$ | $c = 0,6875$ | $c = 0,6875$ | $c = 0,75$ | $c = 0,75$ |
| Chiều cao đầu răng, mm | $h_a = 2,75$ | $h_a = 2,75$ | $h_a = 2,75$ | $h_a = 3$ | $h_a = 3$ |
| Khoảng cách trục chia, mm | $a = 83,875$ | $a = 83,875$ | $a = 83,875$ | $a = 84$ | $a = 90$ |
| Góc profil răng | $\alpha_t = 20^\circ$ | $\alpha_t = 20^\circ$ | $\alpha_t = 20^\circ$ | $\alpha_t = 20,56^\circ$ | $\alpha_t = 20,56^\circ$ |
| Góc ăn khớp | $\alpha_w = 18,16^\circ$ | $\alpha_w = 18,16^\circ$ | $\alpha_w = 18,16^\circ$ | $\alpha_w = 27,13^\circ$ | $\alpha_w = 17,54^\circ$ |

Bảng 11: Hệ số dịch chỉnh bánh răng hộp nhanh chậm

| Bánh răng Thông số | Cặp BR số 14-15 | Cặp BR số 16-17 | Cặp BR số 18-19 | Cặp BR số 20-21 | Cặp BR số 21-22 |
|----------------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| Hệ số dịch chỉnh tổng | $x_\Sigma = -0,305$ | $x_\Sigma = -0,305$ | $x_\Sigma = -0,305$ | $x_\Sigma = -0,317$ | $x_\Sigma = -0,408$ |
| Hệ số dịch chỉnh tiếp nhận | $y = -0,318$ | $y = -0,318$ | $y = -0,318$ | $y = -0,33$ | $y = -0,43$ |
| Hệ số dịch chỉnh x_1 | $x_1 = 0$ | $x_1 = -0,305$ | $x_1 = 0$ | $x_1 = 0$ | $x_1 = 0$ |
| Hệ số dịch chỉnh x_2 | $x_2 = -0,305$ | $x_2 = 0$ | $x_2 = -0,305$ | $x_2 = -0,317$ | $x_2 = -0,408$ |



Hình 10: Bản vẽ 3D hộp phân cấp nhanh chậm



Hình 9: Sơ đồ động học hộp phân cấp nhanh chậm

Tính toán tối ưu hóa sức bền hộp số 4,5,7

Đối với hộp số, cần tính bền và tối ưu hóa cho những cặp bánh răng chịu tải nặng nhất và dễ hỏng nhất: Hộp số tiến lùi: cặp bánh răng số tiến (2 - 5). Hộp số chính: cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp (6 - 7) và cặp bánh răng gài số 3 (12 - 13). Hộp nhanh chậm: cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp (14 - 15) và cặp bánh răng gài số chậm (18 - 19).

Trong khuôn khổ bài báo, chúng tôi giới thiệu 2 trường hợp tối ưu hóa độ bền của hộp số chính.

Tính toán tối ưu hóa bền cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp hộp số chính (6-7)

+ Ứng suất tổng hợp: (xem Hình 11)

Từ kết quả tính toán bằng phần mềm ta thấy ứng suất tổng hợp lớn nhất tập trung ở chân răng. Giá trị ứng suất là: 654,22 MPa. Phần mềm đã kể đến hệ số an toàn vật liệu $n = 1,25$ nên chúng ta chỉ xét đến hệ số tải trọng động $n_d = 1,3$. Với vật liệu 30CrMnTi, $\sigma_{ch} = 1250$ MPa;

$$\sigma_{tt} \leq [\sigma]_{vl} = \frac{\sigma_{ch}}{n_d} \Leftrightarrow \sigma_{tt} \cdot n_d \leq \sigma_{ch}$$

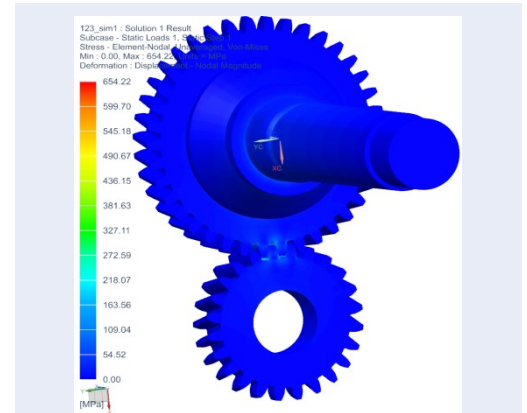
Hay $850,48 \leq 1250$

Thỏa mãn điều kiện, chi tiết trục và bánh răng đủ bền.

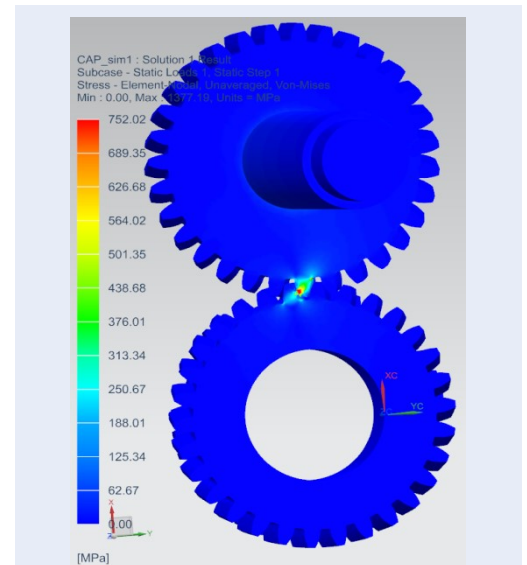
Tính toán tối ưu hóa bền cặp bánh răng gài số 3 hộp số chính (12-13)

+ Ứng suất tổng hợp:

Từ kết quả tính toán bằng phần mềm (Hình 12) ta thấy ứng suất tổng hợp lớn nhất tập trung ở chân răng. Giá trị ứng suất là: 752,02 MPa. Phần mềm đã kể đến



Hình 11: Kết quả ứng suất tổng hợp cặp bánh răng (6-7)



Hình 12: Kết quả ứng suất tổng hợp cặp bánh răng (12-13)

hệ số an toàn vật liệu $n = 1,25$ nên chúng ta chỉ xét đến hệ số tải trọng động $n_d = 1,3$. Với vật liệu 30CrMnTi, $\sigma_{ch} = 1250$ MPa, ta có:

$$\sigma_{tt} \leq [\sigma]_{vl} = \frac{\sigma_{ch}}{n_d} \Leftrightarrow \sigma_{tt} \cdot n_d \leq \sigma_{ch}$$

Hay $077,62 \leq 1250$

KẾT LUẬN

Máy kéo nông nghiệp là một trong những phương tiện để thực hiện thành công cơ giới hóa nông nghiệp ở Việt Nam. Việc tính chọn và thiết kế tối ưu HTTL đảm bảo tính phù hợp khi máy kéo làm việc trên đồng ruộng Việt Nam. Dự án KHCN “Nghiên cứu thiết kế chế tạo máy kéo 4 bánh mang thương hiệu Việt Nam”

do Công ty cổ phần ô tô Trường Hải thực hiện có ý nghĩa không những về mặt nông nghiệp mà còn có tầm quan trọng trong việc thúc đẩy quá trình cơ giới hóa và ngành công nghiệp cơ khí nông nghiệp ở Việt Nam.

Trên cơ sở sử dụng phần mềm Unigraphics NXCAD và SIMCENTER, chúng tôi đã tiến hành phân tích, lựa chọn hợp lý cấu hình HTTL của máy kéo Thaco bao gồm cụm hộp số chính, cầu chủ động và các cụm khác, từ đó tính toán các tỷ số truyền hợp lý của HTTL. Mặt khác, chúng tôi cũng đã thiết kế và tính toán mô phỏng tối ưu hóa các thông số kỹ thuật và kết cấu của HTTL để tìm ra các thông số kỹ thuật tối ưu của HTTL máy kéo đảm bảo máy kéo hoạt động tốt, phù hợp đồng ruộng Việt Nam. Kết quả nghiên cứu cho thấy sự lựa chọn HTTL của máy kéo này là phù hợp trong điều kiện Việt Nam.

DANH MỤC CÁC TỪ VIẾT TẮT

HTTL: Hệ thống truyền lực

KHCN: Khoa học Công nghệ

RVC (Regional Value Content): Hàm lượng giá trị khu vực

PTO (Power Take Off): Hộp trích công suất

XUNG ĐỘT LỢI ÍCH

Nhóm tác giả xin cam đoan rằng không có bất kỳ xung đột lợi ích nào trong công bố bài báo.

ĐÓNG GÓP CỦA TÁC GIẢ

Phạm Xuân Mai nghiên cứu bố trí chung HTTL và phân bố tỷ số truyền cho HTTL. Hồng Đức Thông

chỉnh sửa nội dung khoa học của bài báo, các bảng biểu hình ảnh và trình bày bài báo. Nguyễn Xuân Thiện nghiên cứu thiết kế các cặp bánh răng của HTTL. Đinh Việt Nam và Ngô Ngọc Linh nghiên cứu tính toán mô phỏng HTTL.

LỜI CẢM ƠN

Bài báo này được thực hiện trong khuôn khổ đề tài nghiên cứu khoa học “Nghiên cứu thiết kế máy kéo 4 bánh công suất đến 50HP mang thương hiệu Việt Nam” mã đề tài DAKH-01/18-No1 do Thaco chủ trì. Chúng tôi chân thành cảm ơn Bộ KHCN, Ủy ban Nhân dân tỉnh Quảng Nam đã tạo điều kiện thuận lợi để hoàn thành đề tài này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Mai PX, Hường NH, Ngát NX. Tính toán sức kéo Ô tô - máy kéo. NXB Đại học Quốc gia thành phố Hồ Chí Minh. 2007.
2. Tường DG, Lâm TK. Nguyên lý máy. NXB KHKT, Hà Nội. 1999;.
3. Đích TT. Chi tiết máy tập 1. NXB Giao thông vận tải, Hà Nội. 2001;.
4. Dimitrov I, Veleb H. Tính toán và thiết kế máy kéo (bản tiếng Nga). Nhà xuất bản Kỹ thuật Sofia. 1981;.
5. Siemens Company. NXCAD & SIMCENTER, Siemens documents. 2019;.
6. Aninovich VI, Vodolazenko IT. Tính toán và thiết kế máy kéo nông nghiệp, (bản tiếng Nga). Nhà xuất bản Chế tạo máy, Matxcova. 1978;.
7. Raikwar S. Simulation of components of a power shuttle transmission system for an agricultural tractor. Agricultural and Food Engineering Department, Indian Institute of Technology. 2015;114(C):114–124. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.compag.2015.03.006>.
8. Anurev VI. Sổ tay chế tạo máy, tập 2, (bản tiếng Nga). Nhà xuất bản Chế tạo máy, Matxcova . 1978;.

Design and optimization of gearbox for the Thaco's tractor

Mai Xuan Pham^{1,2,3}, Thong Duc Hong^{1,2,*}, Thien Xuan Nguyen³, Linh Ngoc Ngo³, Nam Viet Dinh³



Use your smartphone to scan this QR code and download this article

ABSTRACT

Agricultural tractors are one of the key means to implement the agricultural mechanization process in Vietnam. Choosing the right type of tractor and the range of traction to ensure suitability for the tractor working on Vietnamese fields are very important. Based on using Unigraphics NXCAD and SIM CENTER simulation software provided by Siemens AG, we analyzed and selected the configuration of the power transmission system (PTS) of the Thaco tractor including gearbox assemblies, drive axle, other clusters, and then calculated the appropriate gear ratios of the PTS. Besides, we have also designed, calculated, and simulated to optimize the specifications and structures of the PTS of the tractor in order to find out a set of specifications that is suitable for the working ability of the Thaco tractor on specific fields of Vietnam. The results show the selection of the PTS for the Thaco tractor is suitable for the working conditions in the Vietnam's fields. The designing PTS has the structure that is consistent with domestic manufacturing technology. This PTS is going to be deployed into production under the project of science and technology "Research, Design and Manufacture 4-Wheel Tractor with Vietnamese Brand" of Truong Hai Auto Corporation.

Key words: Agricultural tractor, drivetrain, transmission, SIMCENTER, simulation

¹Department of Automotive Engineering, Faculty of Transportation Engineering, Ho Chi Minh City University of Technology (HCMUT)

²Vietnam National University Ho Chi Minh City (VNU-HCM)

³Truong Hai Auto Corporation (THACO)

Correspondence

Thong Duc Hong, Department of Automotive Engineering, Faculty of Transportation Engineering, Ho Chi Minh City University of Technology (HCMUT)

Vietnam National University Ho Chi Minh City (VNU-HCM)

Email: hongducthong@hcmut.edu.vn

History

- Received: 30-01-2020
- Accepted: 25-4-2020
- Published: 13-8-2020

DOI : 10.32508/stdjet.v3i2.667



Copyright

© VNU-HCM Press. This is an open-access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution 4.0 International license.



Cite this article : Pham M X, Hong T D, Nguyen T X, Ngo L N, Dinh N V. **Design and optimization of gearbox for the Thaco's tractor.** *Sci. Tech. Dev. J. – Engineering and Technology*; 3(2):383-394.