

МАШИНОБУДУВАННЯ І ТРАНСПОРТ

УДК 621.83.062.1: 622.625.28

І. О. Таран, д-р техн. наук, доц.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ПОТОКІВ ПОТУЖНОСТІ ПО ПАРАЛЕЛЬНИХ ГІЛКАХ ДВОПОТОКОВОЇ ТРАНСМІСІЇ

За допомогою технології аналізу трансмісії, що являє собою побудову довільних структурних схем трансмісії з меню їх елементарних базових елементів із паралельною автоматизованою генерацією їх математичних моделей, розглянуто двопотокову трансмісію шахтного дизелевоза та визначено кутові швидкості, моменти, параметри структурних елементів, що входять до її складу. Досліджено співвідношення потужностей, що протікають у паралельних гілках трансмісії. Пропонується замінити планетарний ряд на звичайний симетричний диференціал з передаточним відношенням $k = -1$, із введенням якого значення відношення вказаних потужностей максимальне, при цьому більша частина потужності двигуна буде протікати через механічну гілку трансмісії, що позитивно відіб'ється на загальному к. к. д. трансмісії. Виконано імітаційне моделювання та обґрунтовані раціональні конструктивні параметри двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій для шахтних дизелевозів за критерієм максимуму загального к. к. д.

Вступ і постановка проблеми

Ефективність роботи рейкового транспорту шахт багато в чому визначається технічною досконалістю засобів тяги, найперспективніші з яких — дизелевози. Силові установки дизелевозів — теплові двигуни — не в змозі забезпечити зміну параметрів потоку механічної енергії в межах, необхідних для виконання різних тягових і маневрових робіт. Регулювання силових і швидкісних параметрів потоку механічної енергії в дизельних двигунах нераціональне, тому що розширення діапазону регулювання пов'язане зі значною витратою палива і збільшенням вихлопу газів у шахтну атмосферу. Для шахтних локомотивів із дизельним двигуном такі проблеми, як обґрунтування типу трансмісії (ступінчаста механічна (СМТ), безступінчаста гідрооб'ємно-механічна (ГОМТ) або електромеханічна), раціональної структурної схеми та найбільш раціональних конструктивних параметрів у рамках обраної структурної схеми, кількості швидкісних безступінчастих діапазонів що регулюються, передаточних чисел на кожному з них з точки зору найкращої тягової динаміки та енергетичних характеристик з урахуванням стохастичного розподілу експлуатаційних швидкостей, є вельми актуальними і такими, що стримують подальше вдосконалення шахтного транспорту в цілому.

Стан питання

ГОМТ поділяються на повнопотокові, коли вся потужність двигуна передається гідравлічним шляхом, і двопотокові (з диференціалами на вході, виході та зі змінною структурою), де менша частина потоку потужності (20...40 %) передається гідравлічним шляхом, а решта частини (зазвичай більша) — механічним шляхом. Для цього необхідно забезпечити такі конструктивні параметри елементів трансмісії, в результаті яких максимальна частка потужності протікає крізь механічну гілку з вищим к. к. д. В процесі розрахунку та конструювання безступінчастих трансмісій широко використовується системна технологія аналізу [1, 2], що являє новий ступінь САПР, — побудову довільних структурних схем трансмісій з меню їх елементарних базових елементів із паралельною автоматизованою побудовою їх математичних моделей — так звану генерацію математичних моделей трансмісій та їх параметричний синтез у складі конкретного транспортного засобу за критеріями найкращої тягової динаміки чи найвищого інтегрального к. к. д. Застосування гідрооб'ємно-механічних трансмісій в дизелевозах привело до необхідності поглибленого вивчення впливу типу кінематичної схеми трансмісії та її параметрів на забезпечення раціональних енергетичних показників двигуна та тягових характеристик машини в робочому діапазоні експлуатаційних швидкостей. Результати наукових досліджень та методики, які застосовуються в тепловозобудуванні, є неприйнятними через специфічні умови роботи шахтних локомотивів.

Метою роботи є наукове обґрунтування раціональних конструктивних параметрів двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій для шахтних дизелевозів.

Матеріали досліджень

Визначаючи вказані найраціональніші конструктивні параметри трансмісії, враховуємо такі основні технічні вимоги або обмежувальні умови: мають зберігатися максимальні швидкості руху на робочому тяговому та транспортному діапазоні; кутові швидкості валу гідронасоса, який регулюється, не можуть перевищувати максимально можливих за паспортом цих гідроагрегатів; весь комплекс обраних передаточних відношень має забезпечувати завантаження двигуна внутрішнього згоряння, близьке до його максимальної експлуатаційної потужності; конструктивні параметри у схемі двопотокових безступінчастих трансмісій необхідно обирати так, щоб максимальний к. к. д. трансмісії відповідав режимам найбільшої продуктивності, тобто найбільшим технологічним швидкостям на тяговому і транспортному діапазонах. Для обґрунтованого вибору конструктивних параметрів необхідно досліджувати співвідношення потужностей, що протікають у паралельних гілках двопотокової трансмісії. Визначимо кутові швидкості, моменти, параметри структурних елементів, що входять до складу трансмісії, яка розглядається (рис. 1), та визначимо характер залежності співвідношення потужностей у гілках трансмісії.

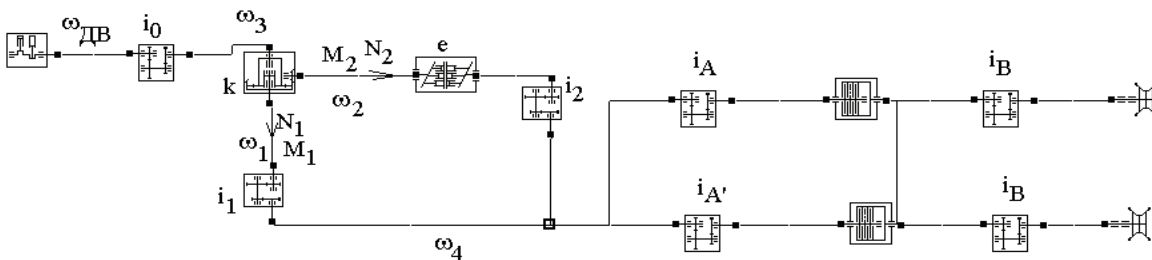


Рис. 1. Розрахункова схема для визначення співвідношення потужностей у гілках трансмісії [3]

Кутові швидкості ω_2 епіциклічної та ω_1 сонячної шестерень планетарного ряду з внутрішнім передаточним числом k залежать від кутової швидкості ω_4 об'єднуючої ланки (поз. 8 на рис. 2) таким чином:

$$\omega_2 = \frac{\omega_4}{e\eta_0 i_2}; \quad \omega_1 = \frac{\omega_4}{i_1}, \quad (1)$$

де η_0 — загальний об'ємний к. к. д. гідро об'ємної передачі (ГОП), що залежить в першу чергу від тиску навантаження робочої рідини у ГОП; i_1 та i_2 — передаточні відношення редукторів; e — параметр регулювання ГОП.

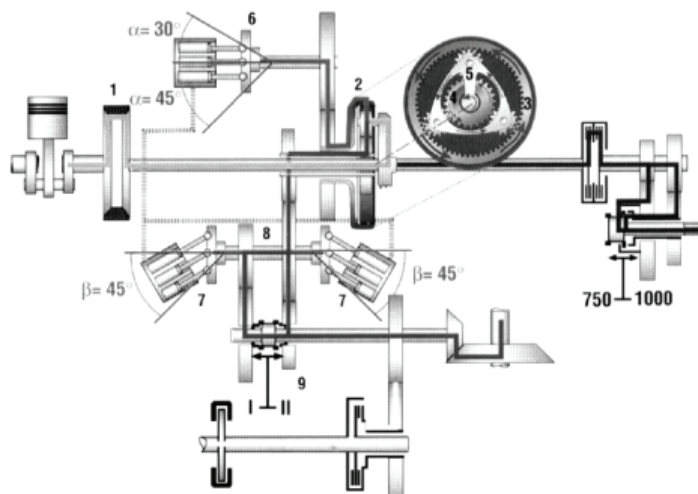


Рис. 2. Кінематична схема безступінчастої ГОМТ: 1 — демпфуюча муфта; 2 — планетарна передача; 3 — коронна шестерня; 4 — сонячна шестерня; 5 — водило; 6 — гідронасос; 7 — гідромотор; 8 — підсумовуючий вал; 9 — муфта перемикачів діапазонів

Відношення кутових швидкостей визначається залежністю

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{e\eta_0 i_2}{i_1} \quad (2)$$

Відношення моментів навантаження M_1 на сонячній та M_2 на епіциклічній шестернях подається за відомим визначенням для планетарного ряду [4]:

$$kM_1 + M_2 = 0 \Rightarrow \frac{M_1}{M_2} = -\frac{1}{k} \quad (3)$$

Тоді відношення потужностей N_1 та N_2 , що протікають у паралельних гілках двопотокової трансмісії (див. рис. 1), визначається таким чином:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{M_1 \omega_1}{M_2 \omega_2} = -\frac{e\eta_0 i_2}{k i_1} \rightarrow \max, \quad (4)$$

та має бути максимізовано з урахуванням наведених обмежень.

Очевидно, що за максимального значення відношення N_1/N_2 (4) більша частина потужності двигуна буде протікати через механічну гілку трансмісії, що позитивно відіб'ється на загальному к. к. д. двопоточної ГОМТ або двопоточної електричної трансмісії. Аналіз визначення (4) приводить до таких висновків. По-перше, максимум загального об'ємного к. к. д. η_0 буде досягтися за меншого робочого тиску навантаження, що забезпечується гідروпередачею на базі об'ємних гідромашин з більшим робочим об'ємом. По-друге, відомо, що для планетарних рядів внутрішнє передаточне відношення k знаходиться в інтервалі $-4,5 \dots -1,5$ [4] і максимуму відношення N_1/N_2 відповідає права межа вказаного інтервалу. Автор пропонує замінити планетарний ряд на звичайний симетричний диференціал з передаточним відношенням $k = -1$, у разі введення якого значення відношення вказаних потужностей максимальне. Відношення i_2/i_1 також має бути максимальне, проте в поєднанні із значенням k та інтервалом зміни параметра регулювання це відношення має задовольняти вказані обмеження. З основного кінематичного рівняння планетарного ряду [4]

$$\omega_1 - k\omega_2 + (k-1)\omega_3 = 0; \quad (5)$$

з урахуванням визначень (1):

$$\frac{\omega_4}{i_1} - k \frac{\omega_4}{e\eta_0 i_2} + (k-1)\omega_3 = 0. \quad (6)$$

Оскільки $k = -1$, то з (6) маємо:

$$\frac{\omega_4}{i_1} + \frac{\omega_4}{e\eta_0 i_2} = 2\omega_3; \quad (7)$$

$$\omega_4 \left(\frac{1}{i_1} + \frac{1}{e\eta_0 i_2} \right) = 2\omega_3; \quad (8)$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_4}{e\eta_0 i_2} = \frac{2\omega_3}{\frac{e\eta_0 i_2}{i_1} + 1} = \frac{2\omega_3 i_1}{e\eta_0 i_2 + i_1} \quad (9)$$

Максимального значення, рівного $2\omega_3$, кутова швидкість валу гідронасоса досягає, якщо $e = 0$. Оскільки паспортні швидкості гідромашин (гідронасоса — ГН та гідромотора — ГМ) не мають перевищувати $\omega_{ГН\max} = \omega_{ГМ\max} = 336$ рад/с (конкретно для гідропривода марки ГСТ-90 [5]), то кутову швидкість водила необхідно зменшити за рахунок узгоджувального редуктора

$i_0 = \frac{\omega_{ГН\max}}{2\omega_{ДВ}} = \frac{\omega_3}{\omega_{ДВ}}$ (див. рис. 1). Знайдемо максимум відношення i_2/i_1 , що забезпечує найбільший

загальний к. к. д. трансмісії. Передаточне відношення i_2 регламентується максимальним (клапанним) тиском Δp_{\max} у гідروпередачі та робочим об'ємом гідромотора q , вал якого сприймає зумовлену частку навантаження від ведучого колеса:

$$i_2 = \frac{\Delta p_{\max} q}{G f r \cdot i_A \cdot i_B}, \quad (10)$$

де G — вага дизелевоза; f — коефіцієнт зчеплення; r — радіус ведучого колеса; i_A, i_B — передаточні відношення редукторів (див. рис. 1), що забезпечують тяговий діапазон з максимальною швидкістю V_{\max} .

Кутова швидкість ω_4 підсумовувальної ланки (див. рис. 1) за максимальної на зазначеному кінематичному діапазоні швидкості руху дизелевоза V_{\max} :

$$\omega_4 = \frac{V_{\max}}{r \cdot i_A \cdot i_B} = \frac{2\omega_{\text{ДВ}} \cdot e_{\max} \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_0}{e_{\max} \cdot i_2 + i_1}, \quad (11)$$

звідки передаточне відношення i_2 :

$$i_2 = \frac{\frac{V_{\max}}{r \cdot i_A \cdot i_B} i_1}{2\omega_{\text{ДВ}} e_{\max} i_1 i_0 - \frac{V_{\max}}{r \cdot i_A \cdot i_B} e_{\max}}. \quad (12)$$

Добре видно, що перша похідна $\frac{di_2}{di_1}$ для всіх значень, що допускаються i_1 , негативна:

$$\frac{di_2}{di_1} = \frac{-\left(\frac{V_{\max}}{r \cdot i_A \cdot i_B}\right)^2 e_{\max}}{\left(2\omega_{\text{ДВ}} e_{\max} i_1 i_0 - \frac{V_{\max}}{r \cdot i_A \cdot i_B} e_{\max}\right)^2} < 0. \quad (13)$$

Відповідно, i_2 , як функція i_1 , монотонно спадає. Визначення (10) дає максимально можливе значення передаточного відношення i_2 , якому відповідає з вказаної логіки (13) мінімальне значення i_1 , що з (11) має вигляд

$$i_1 = \frac{V_{\max} e_{\max} i_2}{2\omega_{\text{ДВ}} e_{\max} i_2 i_0 r \cdot i_A i_B - V_{\max}}. \quad (14)$$

Із цього в свою чергу виходить, що відношення i_2/i_1 є максимальним для заданого робочого об'єму гідромотора, клапанного тиску та максимальної швидкості руху дизельного локомотива, якщо вказані передаточні відношення визначаються за визначенням (10) та (14), відповідно. Таким чином, гарантовано виконуються обмежувальні умови.

Запропоновану методику реалізовано для обрання оптимальних конструктивних параметрів за критерієм максимуму загального к. к. д. двопотокової ГОМТ типу, що розглядався. На рис. 3 показана раціональна структура та конструктивні параметри двопоточної ГОМТ для використання у шахтних дизелевозах вагою 10 т з радіусом ведучого колеса 0,3 м та потужністю двигуна 73 кВт (100 л. с.) з коефіцієнтом зчеплення $f = 0,23$, $\Delta p_{\max} = 42$ МПа, $V_{\max} = 2,8; 5,7$ м/с (для тягового та транспортного діапазону, відповідно), $q = 14,17$ см³/рад — продуктивність ГСТ-90.

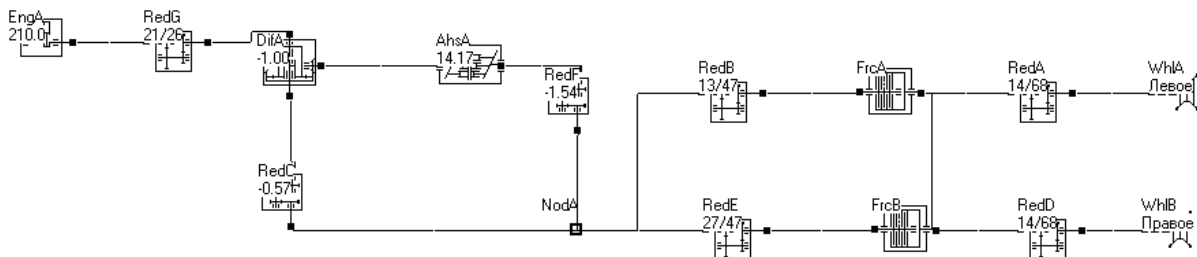


Рис. 3. Структурна схема двопоточної ГОМТ з конструктивними параметрами елементів, що забезпечують максимальний к. к. д.: EngA — двигун внутрішнього згорання; DifA — планетарний ряд; RedA, RedB, RedC, RedD, RedE, RedG та RedF — редуктори; AhsA — ГОП; WhlA і WhlB — ведучі вісі дизелевоза; FrcA, FrcB — фрикціони

Для імітаційного моделювання як ГОП використовується модель ГСТ-90 з можливістю керування шайбою гідромотора. Результати аналізу трансмісії з параметрами, що забезпечують максимальний к. к. д. безступінчастої двопотокової ГОМТ з двомашинним регулюванням показані на рис. 4.

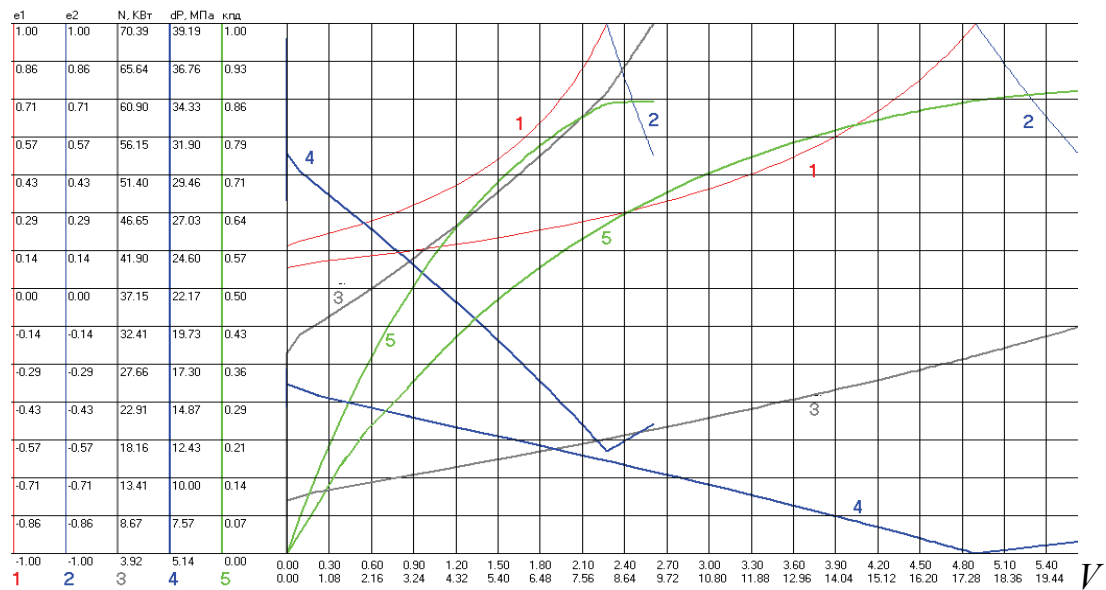


Рис. 4. Результати аналізу двопотокової ГОМТ з параметрами, що забезпечують максимальний ККД

Представлені результати відображають найкращі техніко-економічні характеристики двопотокової ГОМТ для дизелевоза. Відхилення будь-якого із вказаних конструктивних параметрів від наведених на структурній схемі трансмісії на рис. 1 призводить до зниження к. к. д. та загрожує невиконанням обмежувальних умов.

Слід акцентувати увагу на тому, що під час зрушення дизель-потяга в тяговому режимі з тяговим зусиллям 23 кН на початку руху робочий тиск навантаження у ГОП не перевищує клапанного $\Delta p_{max} = 42$ МПа й монотонно падає до початку регулювання гідромотора. У разі зменшення кута нахилу шайби гідромотора за постійного $e_1 = 1$ тиск, звичайно, збільшується, а к. к. д. ГОМТ встановлюється на значенні, близькому до 0,86 у діапазоні швидкостей 8,0...9,3 км/г. Максимальне навантаження на двигуні складає 71 кВт, що відповідає 96,5 % його завантаження. На максимальній швидкості транспортного діапазону ККД ГОМТ досягає значення 0,88.

Також проведено моніторинг основних техніко-економічних показників розглядуваної ГОМТ, у випадку одномашинного регулювання гідропередачі — $e_1 = [0...1]$, а $e_2 = 1 = const$. Результати цього дослідження показані на рис. 5.

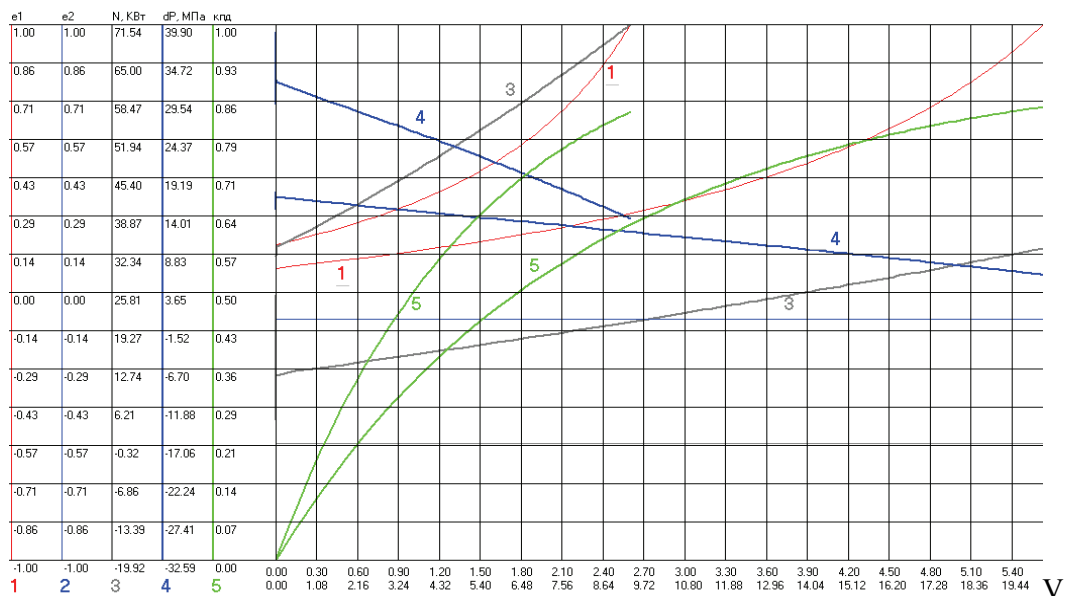


Рис. 5. Результати аналізу двопотокової ГОМТ з одномашинним регулюванням

Коефіцієнт корисної дії ГОМТ у діапазоні швидкостей 8,0...9,3 км/год зростає від 0,80 до 0,84. Завантаження двигуна залишається на попередньому рівні. На максимальній швидкості транспортного діапазону к. к. д. ГОМТ досягає значення 0,84. Тиск навантаження з урахуванням зміни кінематики схеми незначно підвищився. Незважаючи на невелике падіння к. к. д. (у середньому на 4 %), конструкція трансмісії значно спростилася й стала дешевшою за рахунок позбавлення складної системи управління шайбою гідромотора, що властиве гідропередачі трансмісії Fendt-Vario. В цьому випадку для двопотокових безступінчастих трансмісії шахтних дизелевозів можна рекомендувати вітчизняні об'ємні гідромашини ПАТ «Гідросила», наприклад, ГСТ-90.

Висновок

Визначено раціональні конструктивні й експлуатаційні параметри безступінчастих двопотокових ГОМТ, що забезпечують проходження максимально можливої потужності через механічну гілку трансмісії з максимально можливим к. к. д., що відповідає максимально можливому к. к. д. трансмісії в цілому. Вперше в класичних схемах двопотокових ГОМТ з планетарним рядом запропоновано на вході замінити його на простий симетричний диференціал із внутрішнім передаточним відношенням $k = -1$, що є домінуючим при перерозподілі потоків потужності по гілках трансмісії з метою отримання максимально можливого к. к. д. трансмісії.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Самородов В. Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий / В. Б. Самородов // Механика и машиностроение. — 1998. — № 1. — С. 109—115.
2. Таран И. А. Теоретические основы автоматизированного структурного синтеза и технология матричного моделирования трансмиссий / И. А. Таран // Науковий вісник НГУ. — 2009. — № 11. — С. 64—71.
3. Таран И. А. Конструктивные параметры двухпоточных гидрообъемно-механических и электрических бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов / И. А. Таран // Металлургическая и горнорудная промышленность. — 2011. — № 1. — С. 105—108.
4. Планетарные передачи : справочник / под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. — Л. : Машиностроение, 1977. — 535 с.
5. Гидросила [Электронный ресурс]. — Режим доступа : <http://www.hydrasila.com>.

Рекомендована кафедрою металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв

Стаття надійшла до редакції 09.09.2013
Рекомендована до друку 15.10.2013

Таран Ігор Олександрович — доцент кафедри управління на транспорті.
Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет», Дніпропетровськ