

Я.І. Підгородецький, канд. техн. наук, доцент, **Є. В. Мартин**, д-р техн. наук, професор
М.І. Сичевський (Львівський державний університет безпеки життєдіяльності)

УЗГОДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ДВИГУНА І НАСОСА ПОЖЕЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

Проаналізовано підходи до вибору швидкісних режимів роботи двигунів внутрішнього згорання при визначенні параметрів руху робочого органа насоса подачі вогнегасних речовин пожежного автомобіля. Спираючись на властивості швидкісних характеристик двигунів базових шасі пожежних автомобілів, показано, що вибір швидкісного режиму для розрахунку передатного відношення коробки відбору потужності привода насоса має проводитись не за параметрами зовнішньої швидкісної характеристики, а характеристики, одержаної при навантаженні, яке відповідає потужності, що споживається насосом, тобто за однією з часткових характеристик. Запропоновано нові підходи до аналізу швидкісних режимів двигунів привода і насосів та раціонального їх застосування у розрахунках параметрів редуктора (коробки відбору потужності).

Ключові слова: редуктор, передатне відношення, двигун, насос, швидкісна характеристика.

Постановка проблеми. Наявність механічного редуктора (коробка відбору потужності, додаткова коробка) у приводі насоса подачі вогнегасних речовин зумовлена насамперед необхідністю розділення потоку механічної енергії двигуна привода. Причому саме механічний редуктор забезпечує найвищий коефіцієнт корисної дії (ККД) передачі. Якщо б редуктор мав передатне відношення 1:1, то йшлося б тільки про *передачу* механічної енергії без будь-яких змін. З економічної точки зору немає великої різниці у виготовленні редуктора з передатним відношенням, відмінним від 1:1, проте зміною його можна задовольнити певні умови, наприклад, економію пального двигуна привода, його раціонального швидкісного режиму тощо. Задача раціонального вибору швидкісного режиму двигуна привода насоса потребує розв'язання хоча б в спрощеному варіанті. Для одного режиму насоса, один режим двигуна привода одноступеневого редуктора. Дещо складнішою постає задача вибору режимів двигуна привода та редуктора (чи іншого механізму) при декількох фіксованих або неперервних змінних режимах роботи насоса.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Визначення частоти обертання вала двигуна шасі пожежного автомобіля (двигуна привода насоса) для розрахунку передатного відношення редуктора привода традиційно проводилось за методикою, зміст якої показано на рис. 1,а [1]. Тут необхідна частота обертання на вході редуктора визначається за даними *зовнішньої* швидкісної характеристики двигуна привода при досягненні останнім потужності, яка відповідає потужності насоса з урахуванням втрат на привод. Такий підхід є дещо невізначеним та невідповідним до умов поставленої задачі. Якщо необхідна потужність на виході двигуна привода менша за номінальну (чи максимальну) за даними *зовнішньої* швидкісної характеристики, то режим роботи двигуна задається органом управління потужністю, який відповідає досягненню значення вибраної потужності, на відміну від положення цього органа при *зовнішній* швидкісній характеристиці, встановленому на максимальну потужність. Тобто частоту обертання вала двигуна привода потрібно вибирати не за параметрами *зовнішньої* швидкісної характеристики, а за параметрами часткової швидкісної характеристики, одержаної при положенні органа управління потужністю, встановленого на досягнення споживаної насосом потужності. Параметри режиму роботи двигуна привода потрібно визначати за його *частковою* швидкісною характеристикою, тобто такою, яка відображає особливості рівноважної роботи двигуна при заданому навантаженні.

Більш удосконаленою можна вважати методику, запропоновану у [2] (рис.1б). Крива 1 відображає зміну потужності за зовнішньою швидкісною характеристикою, а крива 2 – за частковою. Відбір потужності, яка не має перевищувати 70% від максимального значення ($0,7N_{e\ max}$), рекомендовано здійснювати за кривою 2. Проте схема містить певні неточності.

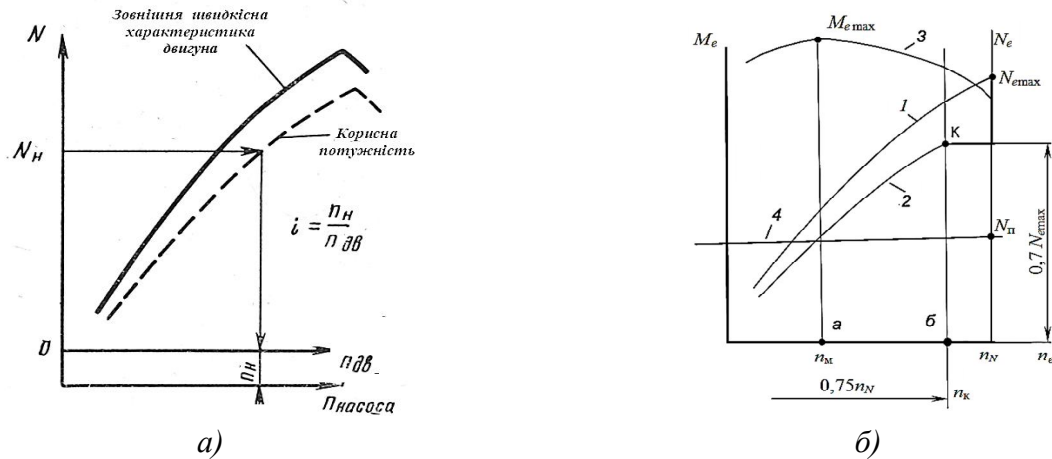


Рис. 1. Вибір робочого режиму двигуна для насоса:
 а) – згідно з рекомендаціями [1]; б) – згідно з рекомендаціями [2].

По-перше, відсутня назва типу двигуна, характеристика якого наведена. Ймовірно це швидкісна характеристика *дизельного* двигуна, у якого конструктивно можна підтримувати різні рівноважні величини потужності при однаковій частоті обертання вихідного вала. Для *бензинового* двигуна, як буде показано нижче, різним рівноважним режимам за споживаною потужністю будуть відповідати і різні швидкісні режими. **По-друге**, вказана відповідність $0,7N_{e\max}$ при $0,75n$ якщо і можлива, то тільки для конкретного двигуна, параметри якого необхідно вказати. Взагалі таке співвідношення є досить сумнівним. **По-третє**, пряма 4 (рис.1б), як вказано, характеризує потужність споживача, якою визначається необхідний діапазон швидкісних режимів для споживача потужності. Однак, який швидкісний режим двигуна привода і за яких умов для окремо взятого споживача буде раціональним, у даному спосіб узгодження сумісних режимів не вказується.

Щодо узгодження режимів роботи насоса і двигуна, то у названій роботі розглянуто задачу суміщення полів їх потужностей, які дають змогу визначати найбільш економічні за витратою пального режими. Однак для такого дослідження попередньо визначається передатне відношення за способом вказаним вище, тобто з розрахунку забезпечення роботи двигуна при частоті $0,75$ від частоти при максимальній потужності і в якості досліджуваних режимів вибрано максимальну подачу насоса, $1/2$ від максимальної, та одне проміжне значення. Встановлено, що в області малих і великих витрат пального, підвищення напору супроводжується зменшенням питомих витрат пального, зменшуються його витрати також при збільшенні подачі води. Кінцевий висновок: – найбільш економічними за питомою витратою пального двигуна привода є режими роботи насоса, близькі до номінальних значень подачі насоса та напору, який він розвиває [2]. Отже, режими роботи двигуна досліджені при наперед встановленому передатному відношенні, а не навпаки, тобто передатне відношення вибирається знову ж таки за даними характеристики, знятої при повному навантаженні, а не за економічними параметрами.

У роботі [3] подано оцінку традиційної системи поглядів на концепцію суміщення режимів двигуна і насосної системи, визначено пріоритетні режими роботи двигуна привода насоса, режими самого насоса та їх сумісної роботи. В результаті вказано, що традиційна система суміщення теплового двигуна і насоса є "примітивною щодо енергетичної ефективності", хоча і не відкидається можливість її удосконалення. Однак, відкритими залишаються проблеми дослідження та вибору раціональних режимів роботи насоса для його вхідних параметрів щодо забезпечення оптимальних внутрішніх процесів. Не останнім є питання раціоналізації режиму роботи за вихідними параметрами самого насоса. Важливою у цій "енергоперетворювальній системі" є необхідність урахування властивостей рукавної підсистеми. А це перспектива подальших теоретичних і експериментальних досліджень, на чому і наголошується в роботі.

Як висновок із аналізу попередніх досліджень можна констатувати, що конструкції механізмів для суміщення режимів роботи двигуна і насоса потребують вдосконалення методів вибору параметрів, що поставлено в задачу цього дослідження, а також на часі стоятиме питання удосконалення самих концептуальних підходів до удосконалення таких механізмів.

Оскільки всі відомі на сьогодні конструкції додаткових трансмісій пожежних автомобілів обладнані одноступеневими редукторами, то практично немає потреби у застосовуванні двох або більше ступенів. Тому дослідження параметрів та удосконалення конструкцій одноступеневих трансмісій не можна вважати вичерпаною.

Виклад основного матеріалу. Використовувані в конструкціях пожежних машин трансмісії характеризуються такими основними параметрами, як передавальне число, ККД і переданий обертовий момент. Для механічної трансмісії ККД величина стала і не надається поки що до суттєвих вдосконалень. Обертовий момент у сукупності з частотою обертання утворює узагальнений показник – потужність. Звичайно значення потужностей двигуна базового шасі і насоса не можуть збігатися. Крім цього, щоб уникнути перегріву двигуна, як рекомендується в [1], споживана потужність насосної установки не повинна перевищувати 70% номінальної потужності двигуна.

Встановлення режиму максимальної подачі насоса для споживаної максимальної потужності, виконується важелем управління дросельною заслінкою (для бензинового двигуна). Ступенем відкривання дросельної заслінки для такого двигуна встановлюється режим рівноважного навантаження, який визначає умови часткової швидкісної характеристики. Для дизельного двигуна такий режим встановлюється органом управління подачею пального. Необхідно враховувати вплив способів регулювання потужності двигуна привода. Для бензинового і дизельного двигунів ці способи принципово відмінні і суттєво впливають на зміну витрати пального. Слід нагадати, що у бензинових двигунах застосовується кількісне регулювання потужності, а в дизельних – якісне. Через відмінності робочих процесів двох основних двигунів шасі (бензинові і дизельні (рис.2)), регулювання потужності відбувається за абсолютно різними принципами. Значить, і підходи до вибору швидкісних режимів мають бути різними. Частота обертання вала двигуна привода вибрана для розрахунку передатного відношення за методикою [2] для бензинового двигуна не буде відповідати частоті, що визначається необхідною потужністю для дизельного (рис.2). Простежуються відмінності характеру зміни потужності при номінальному і часткових режимах. Якщо у бензинового двигуна різні режими навантаження мають свої максимальні значення при різних частотах обертання вала двигуна (рис.2а), то у дизельному варіанті різні навантаження можна підтримувати одною частотою (рис.2б). Різні значення потужностей $N_1 \dots N_5$ відповідають різним значенням частоти обертання $n_1 \dots n_5$ бензинового двигуна. Однак у дизельного двигуна ті ж значення потужностей можуть бути отримані при одній і тій же частоті обертання (рис.2). Таке явище має суттєве значення при виборі економічних режимів роботи двигуна привода.

Отже, методики для вибору раціонального режиму роботи двигуна привода насоса для названих типів двигунів мають бути принципово різними.

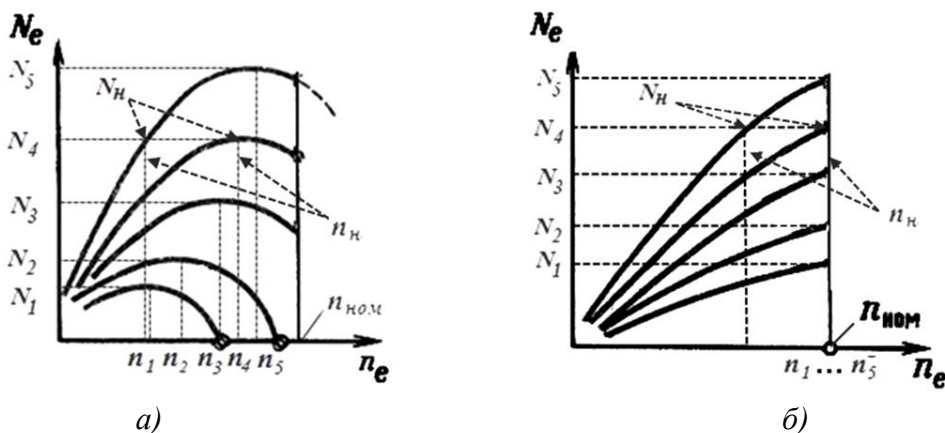
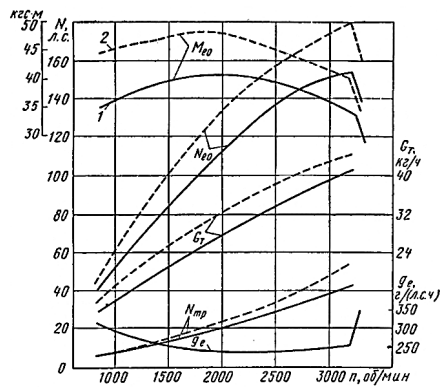


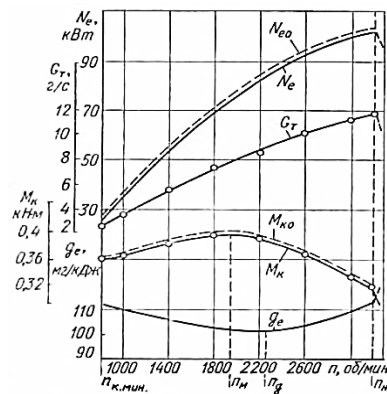
Рис. 2. Характерні особливості застосування швидкісних режимів бензинового (а) і дизельного (б) двигуна для узгодження потужностей привода пожежних насосів: $N_1 \dots N_4$ – часткові швидкісні характеристики, N_5 – зовнішня швидкісна характеристика

Візьмемо для розгляду поставленої задачі конкретний приклад і подивимось, які є можливості у виборі підходів до вирішення поставленої задачі при застосуванні бензинового двигуна для привода пожежного насоса. В якості об'єкта дослідження візьмемо пожежний автомобіль АЦ-40(131)63Б. За даними технічної характеристики двигун автомобіля розвиває потужність 110 кВт при 3200 об/хв, максимальний обертовий момент становить 402 Нм. Автомобіль обладнаний насосом ПН-40УВ, для роботи якого в номінальному режимі необхідна потужність 62,2 кВт при 2700 об/хв, коробкою відбору потужності КОМ-68Б, потужністю передачі 70...73 кВт при передатному відношенні 1:1,176).

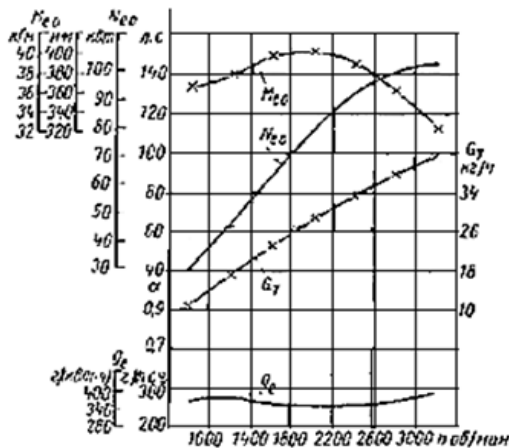
Розгляд даної задачі проведемо на прикладі експериментальних швидкісних характеристик двигуна автомобіля базового шасі ЗиЛ-131 (двигун ЗиЛ-130). Зовнішні швидкісні характеристики двигуна названого базового шасі опубліковані у різних джерелах. Для більшої достовірності до розгляду взято характеристики з трьох різних публікацій - [4], [5], [6], копії яких без зміни позначень розмірностей параметрів в оригіналах наведені на рис.3а,б,в. Для зручності аналізу варіанти характеристик позначені як I, II, III відповідно. Швидкісні характеристики відображають характер зміни основних параметрів роботи двигуна (потужності, обертового моменту, часової і питомої витрати пального) залежно від частоти обертання вала двигуна при навантаженні, яке згідно з технічною характеристикою забезпечує потужність 150 к.с. (110.3 кВт) при 3200 об/хв та обертовий момент 402 Нм.



а) - I



б) - II



в) - III

Рис. 3 Експериментальні зовнішні швидкісні характеристики двигуна автомобіля ЗиЛ-131, ([4], [5], [6]):

N_e , M_e , G_t , g_e – потужність, обертовий момент, годинна і питома витрата пального, частота обертання, відповідно

З метою отримання більш достовірних даних вибраних характеристик, вони були перебудовані у зручнішому масштабі з визначенням і нанесенням відповідних розрахункових значень, що характеризують поведінку системи двигун-насос (рис.4).

Результати порівняння показників вибраних варіантів подані у таблиці 1. Середнє відносне відхилення значень показників роботи двигуна таких, як потужність (N_e), обертовий

момент (M_e), годинна і питома витрата пального (Gt, g_e) становить не більше $\pm 0,1\%$. Із трьох швидкісних характеристик мінімальні відхилення від середнього значення спостерігаються для варіантів II і III (табл.1).

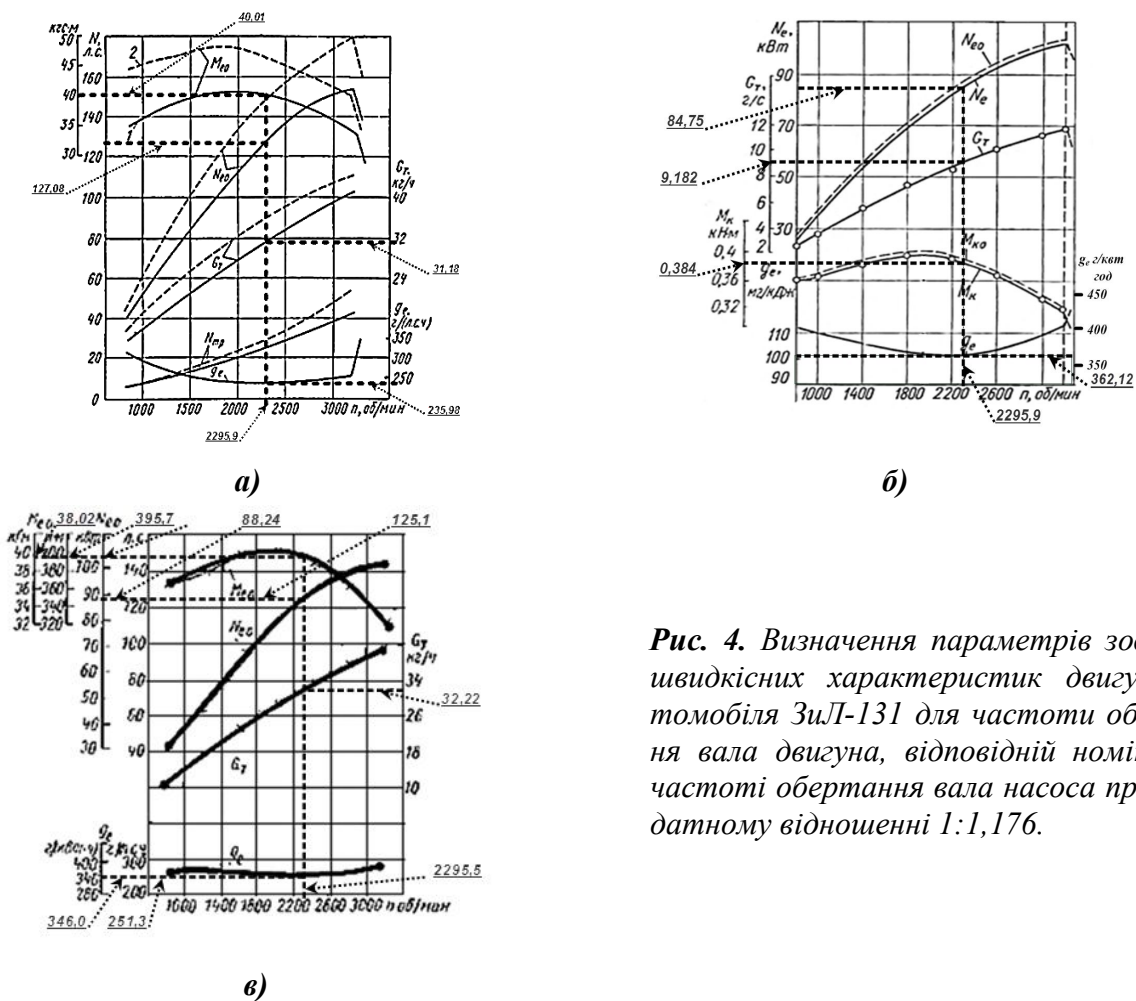


Рис. 4. Визначення параметрів зовнішніх швидкісних характеристик двигуна автомобіля ЗиЛ-131 для частоти обертання вала двигуна, відповідній номінальній частоті обертання вала насоса при передатному відношенні 1:1,176.

При передатному відношенні коробки відбору потужності 1:1,176 і номінальній частоті обертання вала насоса 2700 об/хв, частота вала двигуна привода становитиме 2295,5 об/хв. Виходячи із даних експериментальних зовнішніх швидкісних характеристик можна констатувати таке (див. рис.4):

- для робочої частоти 2295,5 об/хв спостерігається надлишок потужності двигуна - 94,76; 84,75; 88,24 кВт при необхідній 62,2 кВт; згідно з рекомендаціями [1], двигун має експлуатуватись при $0,7 N_{e_{max}}$, тобто 77,21 кВт;
- величина обертового моменту також із значним надлишком перевищує необхідну (392,4; 384,0; 395,7 Нм (розрахункове значення становить 219,9 Нм для 62,2 кВт і 2700 об/хв);
- питома витрата пального для робочої частоти 2295,5 об/хв. у всіх трьох випадках є мінімальною.

Таблиця 1

Показники швидкісних характеристик двигуна привода за параметрами насоса *

Показники швидкісних характеристик двигуна при $n_e = 2295,5 \text{ хв}^{-1}$										
Швидкісні характеристики	Потужність		Обертний момент		Витрата пального					
	N_e , кВт	N_e , к.с.	M_e , Нм	M_e , кгс*м	Годинна		Питома			
					Gt , г/с	Gt , кг/год	g_e , г/кВт	g_e , г/к.с.		
Зовнішня	I		94,76	127,08	392,4	40,01	-	31,18	316,45	235,98
	II		84,75	113,65	384,0	39,15	9,182	33,05	362,12	270,23
	III		88,24	125,1	395,7	38,02	-	32,22	346,0	251,3
	Середнє I, II, III		89,25	121,94	390,7	39,06	-	32,15	341,52	252,5033
	Відносне відхилення від середнього %	I	+6,2	+4,21	+0,4	+2,4	-	-3,0	-7,3	-6,5
		II	-5,0	-6,8	-1,7	+0,2	-	+2,8	+6,0	+7,0
		III	-1,1	+2,59	+1,3	-2,7	-	+0,2	+1,3	-0,5
			Середнє відносне відхилення для I, II, III, %							
		0,1	0,0	0,0	-0,1	-	0,0	0,0	0,0	
Часткова при $N_e = 88,8 \text{ кВт}$		74,0	-	322,3	-	-	-	-	-	
Часткова при $N_e = 62,2 \text{ кВт}$		62,2	-	219,9	-	-	-	-	-	

* - жирним шрифтом виділено дані з графіків, решта – розрахункові дані.

Отже, виходячи з опублікованих теоретичних посилань і конструктивних даних, параметри коробки відбору потужності для даного двигуна підбрані таким чином, що спостерігається кінцева мета – мінімальна витрата пального. Однак, ця мінімальна витрата пального належить тільки одному режиму роботи, а саме, при відборі максимальної потужності. Номінальна потужність для привода насоса у 62,2 кВт набагато менша. Показники витрати пального потрібно оцінювати, як вказувалось вище, за іншою характеристикою, такою, яка відповідає даному навантаженню. Тобто мова йде про часткову швидкісну характеристику.

Розглянемо показники системи "двигун-насос" з використанням часткових швидкісних характеристик. Таких характеристик для одного окремо взятого двигуна може бути безліч. Отже, треба мати експериментальну характеристику саме для одного якогось визначеного навантаження. Але, якщо відоме значення максимальної потужності і відповідна їй частота обертання вала, то для визначення потужності на інших швидкісних режимах користуються формулою [5]

$$N_e(n) = N_{e_{\max}} \cdot \left[\left(\frac{n}{n_N} \right) + \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n}{n_N} \right)^3 \right] \quad (1)$$

Маючи криву потужності, можна розрахувати і залежність $M_e(n)$, оскільки відомо, що

$$N_e = M_e \cdot \omega = M_e \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ кВт}, \quad (M_e, \text{ Нм}; n, \text{ об/хв}) \quad (2)$$

Побудовані характеристики за співвідношеннями (1) і (2) наведені на рис.5.

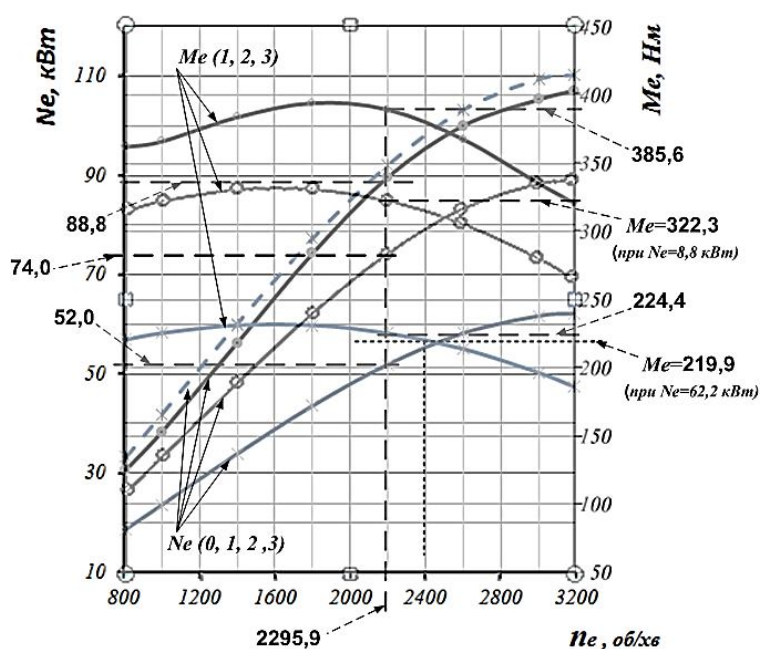


Рис. 5. Розрахункові параметри зовнішньої та часткової швидкісних характеристик двигуна автомобіля ЗиЛ-131:

- 0** - при $N_e = 110$ кВт;
- 1** - при $N_e = 107$ кВт;
- 2** - при $N_e = 88,8$ кВт;
- 3** - при $N_e = 62,2$ кВт;

Криві залежностей, позначені цифрами, відображають: **0** - зовнішню швидкісну характеристику, розраховану за формулами (1), (2) для параметрів двигуна, згідно з даними технічної характеристики (110 кВт при 3200 об/хв); **1** - зовнішню швидкісну характеристику, побудовану за експериментальними даними (рис.3б, 4б), яка взята за основу для апроксимації; **2** - зовнішню швидкісну характеристику розраховану за формулами (1), (2) для потужності, яка досягається за характеристикою **1** при 2295,5 об/хв; **3** - зовнішню швидкісну характеристику розраховану за формулами (1), (2) для номінальної потужності насоса.

Графіки на рис.5 для діючої конструкції привода насоса наочно ілюструють, наскільки різними можуть бути параметри привода при застосуванні зовнішньої чи часткової швидкісної характеристики двигуна привода. Але це тільки тоді, коли за основу беруться показники потужності або обертового моменту при відповідній частоті обертання. Якщо взяти до уваги режими, які призводять до зменшення витрат пального, то задача набирає іншого характеру.

На рис.5 немає залежностей, які показують витрату пального. Для режиму максимальної потужності вони показані на рис. 3 і рис. 4. Як і у випадку залежностей обертового моменту і потужності, коли криві можна побудувати за емпіричними залежностями, так і у випадку витрат пального також можна скористатись подібними залежностями. Часова і питома витрата пального в режимі максимальної потужності може бути отримана на основі теплового розрахунку двигуна, з якого визначають питому витрату пального g_{eN} . Для інших швидкісних режимів питому витрату пального визначають за формулою [5]

$$g_e(n) = g_{eN} \cdot \left[1,2 - \frac{n}{n_N} + 0,8 \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right]. \quad (3)$$

Для відповідних значень потужності і питомої витрати визначають часову витрату пального G_t .

Якщо залежність потужності і обертового моменту для часткових характеристик можна отримати достатньо таки ідентично, то витрати пального в таких характеристиках, визначених за формулою (3), можуть бути неточними. Адже формула передбачає застосування значення питомої ефективної витрати пального, визначеної за тепловим розрахунком в режимі максимальної потужності без врахування особливостей конструкції системи живлення двигуна та способу організації процесів згоряння. Звичайно, можна розрахувати витрату пального при різних режимах навантаження за співвідношенням (3) та підібрати такий швидкісний режим, при якому витрата пального на одиницю потужності буде мінімальною. Такий швидкісний режим можна використати для розрахунку передатного відношення коробки відбору потужності і отримати в результаті систему привода насоса з раціональними параметрами, які задовольнятимуть умови паливної економичності для двигуна привода. Однак, коли мова йде про економію пального для автомобіля в цілому, то досягнення економії у декілька відсотків часом вимагає тривалих і дорогих досліджень.

Для даного прикладу і поставленої задачі можна констатувати, що є можливості удосконалення системи привода пожежного насоса з метою економії пального. Теоретично можна їх прорахувати. Але якщо керуватись емпіричними залежностями, то ефект економії цілком може бути спів розмірним з похибками апроксимації. Звідси випливає, що досягнення ефективного практичного результату для вирішення поставленої задачі, користуючись наведеними вище міркуваннями, можливе за умови наявності експериментальної часткової швидкісної характеристики досліджуваного двигуна привода, отриманої при навантаженні, яке відповідає розрахунковому для даного насоса.

Висновки:

1. Відома методика розрахунку передатного відношення привода насоса подачі вогнегасних речовин пожежного автомобіля не враховує різницю в параметрах зовнішньої та часткової швидкісних характеристик двигуна привода.
2. Принципи визначення параметрів при відборі потужності для бензинових і дизельних двигунів базових шасі варто виокремити.
3. Прийняте передатне відношення для додаткової трансмісії пожежного автомобіля АЦ-40 (131) (коробка відбору потужності КОМ-68Б) не відповідає значенню, яке можна отримати згідно з традиційною методикою.
4. Визначати швидкісний режим роботи двигуна привода насоса не обов'язково за його потужністю. Обертовий момент двигуна привода і момент опору насоса можна врівноважити редуктором за умови переважно більшого значення у першого.
5. При виборі швидкісного режиму роботи двигуна привода насоса необхідно мати експериментальну швидкісну характеристику цього двигуна, зняту при навантаженні, що відповідає режиму роботи насоса.

Література:

1. **Машины и аппараты пожаротушения.** / [Алексеев П.П., Бубырь Н.Ф., Кашеев Н.Б. и др.]. – М.: ВШ МВД СССР, 1972. – 528 с.
2. **Пожарная техника.** / Под ред. М.Д. Безбородько.–М.: Академия ГПС МЧС России, 2004. – 550 с.
3. **Гащук П.М.,** Сичевський М.І. Пріоритети режимів роботи двигуна та насосної системи пожежного автомобіля. Збірник наукових праць Львівського державного університету безпеки життєдіяльності: Пожежна безпека.– 2012.– № 20.– С. 155–163.
4. **Автомобильный двигатель ЗИЛ-130.** Под ред. А.М.Кригера, М., "Машиностроение", 1973. – 264 с.
5. **Андрусенко П. И., Бурцев О.Н., Гутаревич Ю.Ф.** Характеристики автомобильных и тракторных двигателей. Киев, "Вища школа", 1978, 128 с.
6. **Ховах М.С., Маслов Г.С.** Автомобильные двигатели. М., "Машиностроение", 1971. – 456 с.

СОГЛАСОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ И НАСОСА ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ

Проанализированы подходы к выбору скоростных режимов работы двигателей внутреннего сгорания при определении параметров движения рабочего органа насоса подачи огнетушащих веществ пожарного автомобиля. Опираясь на свойства скоростных характеристик двигателей базовых шасси пожарных автомобилей показано, что выбор скоростного режима для расчета передаточного отношения коробки отбора мощности привода насоса должен проводиться не по параметрам внешней скоростной характеристики, а характеристики, полученной при нагрузке, соответствующей мощности, используемой насосом. То есть по одной из многочисленных частных характеристик. Предложены новые подходы к анализу скоростных режимов двигателей привода и насосов и рационального их применения в расчетах параметров редуктора (коробки отбора мощности).

Ключевые слова: редуктор, передаточное отношение, двигатель, насос, скоростная характеристика.

Ya. I. Pidgorodetsky, Ye. V. Martyn, M. I. Sychevsky

MATCHING OF WORKING PARAMETERS OF FIRE TRUCK'S ENGINE AND PUMP

Approach analysis to the selection of speeds of internal combustion engines to determine the parameters of pump's working body feeding the fire extinguishing agents of a fire truck is conducted. Based on the properties of the high-speed characteristics of the base chassis fire truck engines, it is shown that the selection of high-speed mode for calculating gear ratio of power takeoff (PTO) of pump drive should be carried out not according to the parameters of the high-speed characteristics, but properties obtained during the load, which corresponds to the power used by the pump, that is according to one of the numerous partial characteristics. New approaches to the analysis of speed modes of drive engines and pumps and their rational use in calculation of the parameters of gear (PTO) are suggested.

Key words: reducer, gear ratio, engine, pump, speed characteristics.

