

ОПТИМАЛЬНИЙ ВИБІР ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ДЛЯ ГОЛОВНОГО ПРИВОДА БУРОВИХ УСТАНОВОК

¹Ю.В.Міронов, ²P.G.Saal

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42353,
e-mail: public@nunge.edu.ua

²Мюнхенський технічний університет Boltzmannstraße 15, 85748 Garching, Germany
e-mail: patrick_saal@mytum.de

Разработана методика и описана процедура определения параметров дизельных двигателей главного привода буровых установок. Рассмотрены показатели дизельных двигателей, определяющие технический уровень и технико-экономическую эффективность главного привода, разработана методика рационального выбора модели двигателя

The method is developed and the procedure is described for determination of diesel engines drilling rig's main drive performances. Diesel engines performances determinant technical level, technical and economic efficiency are analysed, the method of engines optimal choice is elaborated

Оптимальний вибір двигунів для оснащення ними головного привода бурових установок є необхідною умовою забезпечення їх ефективності. Він визначає економічність, впливає на продуктивність, енергоспоживання, мобільність, енергоозброєність, надійність та технічний рівень привода в цілому. Критеріями оптимальності при виборі можуть слугувати:

- мінімальні енергетичні витрати на спорудження свердловини;
- мінімум суми експлуатаційних витрат на утримання та коштів на придбання головного привода, віднесеної до його ресурсу;
- мінімальна вартість генерованої приводом енергії за одиницю або в обсязі її споживання на спорудження свердловини.
- Частка комплектних бурових установок з дизельмеханічним та дизельгідравлічним головним приводом в загальному складі парку, нині наявного в бурових підприємствах НАК „Нафтогаз України”, становить 54,8%, що додає актуальності розглядуваній в статті проблемі.
- Задача проектування автономних головних приводів бурових установок на базі дизельних двигунів є комплексною, вона розв’язується в декілька послідовних етапів:

- вибір типу трансмісії привода, відповідно до якого проєктований привод буде дизельгідравлічним, дизельелектричним або дизельмеханічним. Приводи останнього типу дедалі рідше знаходять застосування через жорсткість власної моментно-частотної характеристики, яка потребує оснащення складними засобами адаптації та не дає змоги повністю використати встановлену потужність, тому їх слід розглядати, як застарілі;

- вибір компоновки привода, яка для бурових установок легкої і середньої категорій практично завжди є груповою, для важких і надважких установок – мішаною;

- визначення загальної встановленої потужності привода P_{Σ} – сумарної номінальної

потужності на маховику усіх двигунів, що входять до його складу, при їх роботі в тривалому режимі;

- вибір числа z двигунів в складі багатомоторного привода ($2 \leq z \leq 4$). Збільшення числа z дає змогу гнучкішого регулювання споживаної енергії та підвищує надійність привода, але супроводжується ускладненням кінематичної схеми, зростанням трудомісткості технічного обслуговування та зниженням монтажоздатності. Крім того, за наявності між двигунами багатомоторного привода жорстких кінематичних зв’язків, в яких відсутнє проковзування, збільшуються енергетичні втрати в самому приводі. Одномоторні приводи ($z = 1$) зустрічаються лише в мобільних установках вантажопідйомністю до 1000 кН, легкі стаціонарні установки до четвертого класу [1] включно оснащуються приводами із $z = 2 \dots 3$, в установках 5-7 класів $z = 3 \dots 4$, важчі установки комплектуються приводами мішаної компоновки, в яких двигуни, числом понад $z = 4$ використовуються в індивідуальних приводах бурових насосів. Багатомоторні дизельні та дизельгідравлічні приводи завжди оснащуються двигунами однієї уніфікованої моделі;

- обчислення одиничної потужності P_{δ} двигунів (силових агрегатів), якими комплектується привод: $P_{\delta} = P_{\Sigma} / (z \cdot k)$, де k – коефіцієнт енергетичних втрат на підсумування потужності окремих двигунів багатомоторного привода.

Для установок з головним приводом в індивідуальній компоновці величина P_{Σ} має нормативні значення, встановлені стандартом [1] та іншими національними стандартами відповідно до класу установки. Вона визначається як сума $P_{\Sigma} = P_{нк} / \eta_{нл} + P_p / \eta_{нр} + n_n \cdot P_n / \eta_{нн}$ [1], в якій:

$P_{нк}$ – потужність на вхідному валі підйомного агрегату;

P_p – потужність на приводному валі ротора;

n_n – число бурових насосів в складі установки;

P_n – потужність бурового насоса;

$\eta_{пл}, \eta_{пр}, \eta_{пн}$ – результуючі коефіцієнти корисної дії приводів підйомного комплексу, ротора та бурових насосів відповідно, обчислені для кінематичних ланцюгів, що закінчуються вхідним валом виконавчого органу

Для головних приводів в груповій компоновці наведений вище вираз має вигляд: $P_{пк} / \eta_{пл} \leq P_{\Sigma} \geq (P_p / \eta_{пр} + n_n \cdot P_n / \eta_{пн})$, користуючись ним сумарна встановлена потужність P_{Σ} може бути обчислена за нормативними значеннями $P_{пк}, P_p, P_n$.

Розв'язок оптимізаційної задачі проектування головного привода в частині, що стосується значення z , отримується зіставленням трьох варіантів, що відповідають значенням $z=2, z=3$ та $z=4$.

На основі результатів статистичного аналізу паспортних характеристик головних приводів серійних комплектних бурових установок різних класів встановлено числові значення потужностей P_{Σ} , які характеризують середньостатистичний та сучасний світовий технічний рівень [2].

Однак, для дизельних, дизельгидравлічних та дизельелектричних головних приводів бурових установок із визначеними описаним чином значеннями P_{Σ}, P_{δ} та z існує вельми значне число варіантів комплектації, кожний з яких відрізняється від решти моделлю первинного двигуна, що відповідає умові $P_{\delta} \approx idem$, через що поставлена задача оптимального вибору не може вважатися однозначно розв'язаною.

Співавторами вивчено номенклатуру сучасного світового виробництва дизельних двигунів, з якої вибрано моделі, що відповідають умові $100 \leq P_{\delta} \leq 6515$ кВт, встановлені орієнтуючись на реальні параметри сучасних бурових установок. Для подальшого розгляду відібрано двигуни 247 моделей різного конструктивного виконання, що виготовляються одинадцятьма виробниками в сімох країнах світу (табл. 1). Двигуни російського виробництва залишено поза сферою розгляду через обмеженість числа їх моделей.

Утворена таким чином вибірка не охоплює повної номенклатури виробництва дизельних двигунів в цілому світі, але є достатньо репрезентативною для того, щоб висновки, отримані за результатами її аналізу, можна було б коректно поширити на усю генеральну сукупність. Узагальнену характеристику вибірки наведено в таблиці 1.

Для двигунів кожної моделі із відібраних моделей за даними виробника визначені наступні їх параметри:

- номінальна потужність P_{δ} (кВт) в довготривалому режимі роботи із врахуванням витрат на привод вентилятора, нагнітача;

- число циліндрів, діаметр циліндрів та хід поршня, за якими встановлено робочий об'єм V - літраж (л). Для V- та W-подібних двигунів хід поршнів, встановлених на причіпних шатунах, із незначною похибкою прийнято рівним ходу поршня на головному шатуні;

- питоме споживання пального $g_{пал}$ (г/(кВт·год.) на одиницю виробленої енергії;

- масу M (кг) двигуна в комплектації виробника разом із маховиком.

В засаді можна оперувати декількома критеріями оптимального вибору дизельних двигунів:

- мінімумом питомого споживання $g_{пал}$ пального на одиницю виробленої енергії - максимальною енергетичною ефективністю, найбільшим ККД, мінімальною вартістю пального, спожитого двигуном впродовж терміну служби;

- максимальним наробітком T двигуна до капітального ремонту, максимальним коефіцієнтом технічної готовності, мінімальними витратами на підтримання працездатності, мінімальним числом капітальних ремонтів, виконуваних впродовж терміну служби та мінімальними витратами на капітальні ремонти. Обов'язковою умовою – обмеженням області пошуку оптимуму для усіх двигунів головного привода бурових установок є $T \geq k_{мч} \cdot T_{св}$, де $T_{св}$ - календарний час спорудження свердловини, $k_{мч}$ - коефіцієнт використання двигунів головного привода за машинним часом;

- максимальною літровою потужністю $P_v = P_{\delta} / V$ двигуна, яка за інших рівних умов забезпечує йому мінімальні габарити і масу. Збільшення параметра P_v легко досягається збільшенням частоти обертання валу двигуна без жодних його конструктивних вдосконалень, але при цьому зменшується його ресурс. Для бурових установок такий шлях є неприйнятним ще й через ускладнення трансмісії із зростанням їх передавального відношення;

- максимальною питомою потужністю $P_m = P_{\delta} / M$, створюваною двигуном однічної маси, яка кореляційно пов'язана з його ціною та витратами на утримання.

Показники P_v та P_m мають пріоритетну важливість при виборі двигунів для комплектації головних приводів мобільних і аеротранспортельних бурових установок, перший з них також має велику важливість при оснащенні так званих малогабаритних у плані установок (small footprint rigs).

Усі перелічені та неназвані вище критерії дають отримання лише часткових оптимумів, глобальним оптимумом – інтегральним показником якості двигуна є мінімум вартості одиниці виробленої ним енергії, обчислений по усіх категоріях витрат на її виробництво. Вельми важливим для експлуатаційників є показник суми експлуатаційних витрат та вартості капітального ремонту двигуна, віднесеної до одиниці його

Таблиця 1 – Склад і характеристики вибірки дизельних двигунів розглянутих моделей

№ п/п	Виробник, країна	Число моделей	Діапазон значень P_o , кВт	Перелік розглянутих серій та моделей двигунів
1	Caterpillar - США	26	$172 \leq P_o \leq 5420$	3126B; 3208; 3306B, C-10; 3406 B; 3412 E; 3406 C, C-10, C-15; 3408, 3508, 3412, 3512, 3516, C280-6, C280-8, C280-12, C280-16
2	Cummins - США	11	$205 \leq P_o \leq 2238$	QSK45-2250, QST30-1500, QSK23-950, QSK19-800, QSX-635, QSM-400, QSL-350, QSC-340, QSK50-2100, QSK60-3000, QSB5.9-275
3	Deutz - ФРН	14	$551 \leq P_o \leq 1973$	TCD 2016 V12 G1, G2, TCD 2016 V12 G3, TCD 2016 V12 G4, V6 G1, TCD 2016 V16 G2, TCD 2020 V12 G1, TCD 2020 V12 G2, V12 G3, TCD 2020 V12 G4, TCD 2020 V16 G1, TCD 2020 V16 G2, TCD 2020 V16 G3, TCD 2020 V16 G4
4	MAN - ФРН	42	$450 \leq P_o \leq 1980$	L28/32H, L28/32SI, L27/38, L23/30H, L21/31, L16/24
5	MTU Friedrichshafen - ФРН	18	$298 \leq P_o \leq 2800$	12V4000P61, 16V4000P61, 12V4000P81, 16V4000P81, 20V4000P82, S60, 12V4000P11, 12V4000P91, 16V4000P91
6	Hyundai – Півд. Корея	17	$298 \leq P_o \leq 4500$	H17/28, H21/32, H25/33, H32/40
7	Iveco - Італія	29	$107 \leq P_o \leq 640$	C87 ENT, C78 ENT, N67 ENT, C10 ENT, C13 ENT, N40 ENT, N60 ENT, N67 MNT, N67 MST, V08 ENT
8	Scania - Швеція	26	$160 \leq P_o \leq 380$	DC9 64A, DC9 60A, DC9 61A, DC9 64A, DC12 50A, DC12 55A, DC12 58A, DC16 40A, DC16 41A, DC16 47A, DI12 54A, DI12 56A
9	Volvo Penta - Швеція	25	$97 \leq P_o \leq 446$	TAD950, TAD951, TAD520, TAD620, TAD650, TAD660, TAD720, TAD722, TAD940, TAD942, TAD943, TAD721, TAD952, TAD1241, TAD1242, TAD1250, TAD1251, TAD1252, TAD1641, TAD1642, TD720, TWD1240, TAD941, TAD750, TAD760
10	Wärtsilä - Фінляндія	29	$540 \leq P_o \leq 6515$	4R22HF, 6R22HF, 8R22HF, 12V22HF, 16V22HF, 4R32, 4R33, 6R32, 6R33, 8R32, 8R33, 9R32, 9R33, 12V32, 12V33, 16V32, 16V33, 18V32, 18V33
11	Wola - Польща	10	$121 \leq P_o \leq 736$	H6, H6a, S12U, S850, S1000, H12A, H12, 58AN, 24ANf, 24ANg
	Разом	247	$97 \leq P_o \leq 6515$	—

наробітку між капремонтами. На жаль, інформація, необхідна для аналізу двигунів за такими показниками, виявилася недоступною, до того ж вона є залежною від численних чинників, незалежних від самого двигуна. У зв'язку з цим прийнято рішення обмежитися аналізом двигунів за показниками g_{num} , P_v та P_m , результати якого є цілком достатніми для первинного вибору моделі двигуна.

Математичною обробкою масивів вихідної інформації – аргументу P_o та його функцій g_{num} , P_v , P_m віднайдено параметри їх розподі-

лів та апроксимуючі рівняння залежностей $g_{num} = f_1(P_o)$, $P_v = f_2(P_o)$, $P_m = f_3(P_o)$ (табл. 2-4). Виявлено моделі двигунів, яким притаманні екстремальні числові значення досліджуваних параметрів g_{num} , P_v та P_m . Вказані операції виконано для двигунів кожного виробника окремо та для сукупності аналізованих моделей в цілому. У такий спосіб виявлено виробників, чия продукція характеризується найкращими аналізованими показниками і найкращі за ними моделі в тій продукції.

Таблиця 2 – Результати дослідження питомого споживання пального g_{num} на одиницю виробленої енергії (г/(кВт·год.)

№ п/п	Виробник	Екстремуми g_{num}		Оцінка $M[g_{num}]$	Апроксимуючі рівняння $g_{num} = f_1(P_o)$
		$g_{num\max}$	$g_{num\min}$		
1	Caterpillar	222	188	203,7	$g_{num} = 254,3/P_o^{0,0332}$ (1)
2	Deutz	195	191	192,4	$g_{num} = 194,1 - 1636/P_o$ (2)
3	Hyundai	193	184	188,1	$g_{num} = P_o / (0,005P_o - 0,107)$ (3)
4	Iveco	209	197	203,4	$g_{num} = 207,3 - 5,84 \cdot 10^{-5} \cdot P_o^2$ (4)
5	Scania	204	190	196,2	$g_{num} = 195,6 + 2,49 \cdot 10^{-8} \cdot P_o^3$ (5)
6	Volvo Penta	224	190	200,3	$g_{num} = 184,8 + 3092/P_o$ (6)
7	Wärtsilä	199	194	195,7	$g_{num} = 195,4 + 6,19 \cdot 10^{-11} \cdot P_o^3$ (7)
8	Wola	231	220	223,2	$g_{num} = 223,4 - 1,04 \cdot 10^{-8} \cdot P_o^3$ (8)
	Усі моделі	231	184	198,8	$g_{num} = 191,9 + 2246/P_o$ (9)

Примітки: Умовні позначення в таблиці 2:

$g_{num\max}$, $g_{num\min}$ - максимальні і мінімальні значення питомого споживання пального g_{num} відповідно, г/(кВт·год.);

$M[g_{num}]$ - емпіричні оцінки математичного сподівання питомого споживання пального g_{num} для двигунів кожного виробника та усієї їх дослідженої сукупності г/(кВт·год.).

Таблиця 3 – Результати дослідження літрової потужності P_v двигунів (кВт/дм³)

№ п/п	Виробник	Екстремуми P_v		Оцінка $M[P_v]$	Апроксимуючі рівняння $P_v = f_2(P_o)$
		$P_{v\max}$	$P_{v\min}$		
1	Caterpillar	28,31	15,25	19,74	$P_v = 31,39 - 1,793 \cdot \ln(P_o)$ (10)
2	Cummins	37,07	28,15	32,36	$P_v = 31,10 + 1,529 \cdot 10^{-3} \cdot P_o$ (11)
3	Deutz	27,87	20,06	22,90	$P_v = 20,99 + 8,252 \cdot 10^{-10} \cdot P_o^3$ (12)
4	MAN	20,73	9,76	15,36	$P_v = 11,25 + 4377/P_o$ (13)
5	MTU Friedrichshafen	35,69	21,12	28,60	$P_v = 25,48 + 1,325 \cdot 10^{-6} \cdot P_o^2$ (14)
6	Hyundai	18,88	14,44	17,55	$P_v = 18,18 - 3,693 \cdot 10^{-11} \cdot P_o^3$ (15)
7	Iveco	31,87	17,83	25,61	$P_v = 31,34 - 1246/P_o$ (16)
8	Scania	26,91	18,19	22,71	$P_v = 21,58 + 5,00 \cdot 10^{-8} \cdot P_o^3$ (17)
9	Volvo Penta	31,57	14,52	24,01	$P_v = 7,085 \cdot \ln(P_o) - 13,99$ (18)
10	Wärtsilä	18,54	12,68	14,89	$P_v = 18,65 - 7,90 \cdot 10^{-2} \cdot P_o^{0,5}$ (19)
11	Wola	19,28	9,09	10,85	$P_v = 7,41 + 3,150 \cdot 10^{-8} \cdot P_o^3$ (20)
	Усі моделі	37,07	9,09	20,85	$P_v = 24,99 - 0,144 \cdot P_o^{0,5}$ (21)

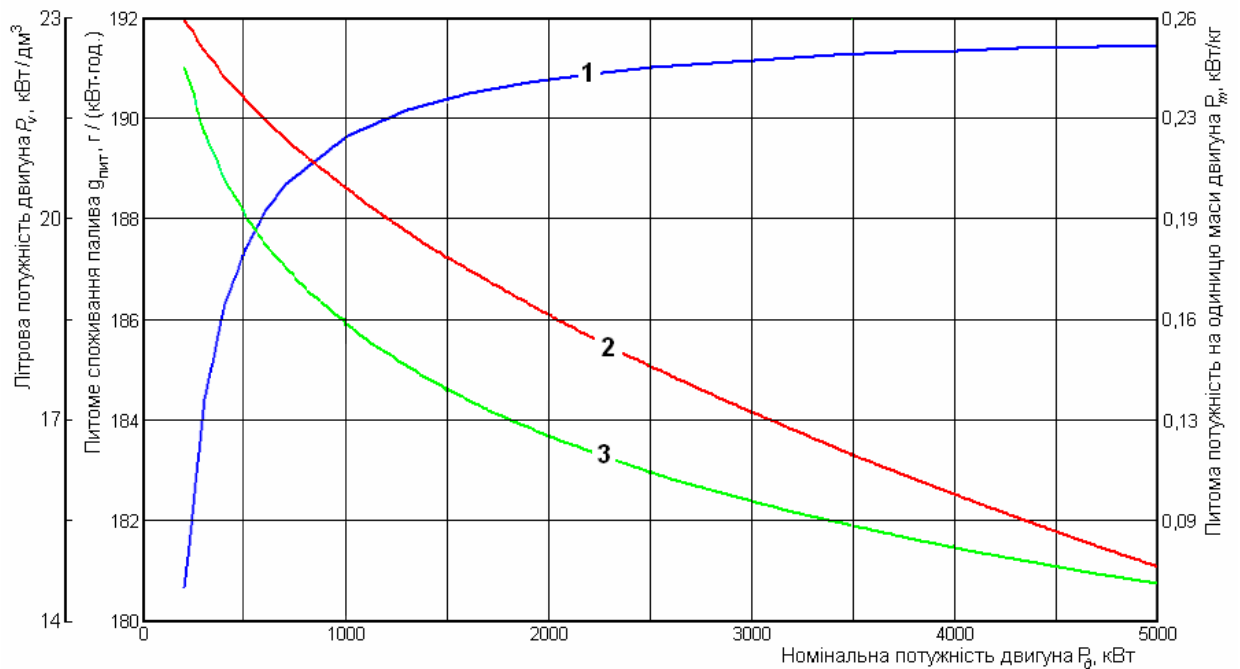
Примітки: Умовні позначення в таблиці 3:

$P_{v\min}$, $P_{v\max}$ - мінімальні і максимальні значення літрової потужності відповідно, кВт/дм³;

$M[P_v]$ - емпіричні оцінки математичного сподівання літрової потужності для двигунів кожного виробника та усієї їх дослідженої сукупності, кВт/дм³).

Таблиця 4 – Результати дослідження питомої потужності P_m двигунів на одиницю їх маси (кВт/кг)

№ п/п	Виробник	Екстремуми P_m		Оцінка $M[P_m]$	Апроксимуючі рівняння $P_m = f_3(P_\delta)$
		$P_{m\max}$	$P_{m\min}$		
1	Caterpillar	0,309	0,110	0,203	$P_m = 0,445 - 3,721 \cdot 10^{-2} \cdot \ln(P_\delta)$ (22)
2	Cummins	0,451	0,252	0,323	$P_m = P_\delta / (3,836 \cdot P_\delta - 298)$ (23)
3	Deutz	0,295	0,221	0,251	$P_m = 0,241 + 3,974 \cdot 10^{-12} \cdot P_\delta^3$ (24)
4	MAN	0,069	0,032	0,048	$P_m = 0,103445 - 0,0079 \cdot \ln(P_\delta)$ (25)
5	MTU Friedrichshafen	0,301	0,200	0,246	$P_m = 0,23 + 12,21/P_\delta$ (26)
6	Hyundai	0,061	0,040	0,053	$P_m = 0,057 - 6,39/P_\delta$ (27)
7	Iveco	0,361	0,226	0,298	$P_m = 7,463 \cdot 10^{-8} \cdot \ln(P_\delta) - 0,111$ (28)
8	Scania	0,326	0,200	0,246	$P_m = 0,2 \cdot \exp(2,608 \cdot 10^{-6} \cdot P_\delta^2)$ (29)
9	Volvo Penta	0,343	0,112	0,242	$P_m = 0,206 + 5,52 \cdot 10^{-7} \cdot P_\delta^2$ (30)
10	Wärtsilä	0,081	0,158	0,110	$P_m = 0,105 + 1,132 \cdot 10^{-13} \cdot P_\delta^3$ (31)
11	Wola	0,669	0,085	0,272	$P_m = 0,011 + 1,34 \cdot 10^{-6} \cdot P_\delta^2$ (32)
	Усі моделі	0,669	0,032	0,184	$P_m = 0,524 - 0,053 \cdot \ln(P_\delta)$ (33)



1 - графік функціональної залежності $g_{нит} = f_1(P_\delta)$; 2 - функціональної залежності $P_v = f_2(P_\delta)$; 3 - графік функціональної залежності $P_m = f_3(P_\delta)$;

Рисунок 1 – Графіки апроксимуючих функцій $g_{нит} = f_1(P_\delta)$, $P_v = f_2(P_\delta)$, $P_m = f_3(P_\delta)$

Графіки апроксимованих залежностей $g_{нит} = f_1(P_\delta)$, $P_v = f_2(P_\delta)$, $P_m = f_3(P_\delta)$ для усієї сукупності досліджених моделей двигунів представлено на рисунку 1.

При детальному розгляді апроксимуючих рівнянь (1-33) стає очевидним, що більшість з них являють собою двочлени, які складаються з константи та функції аргументу P_δ , причому

множники при останньому (до 10^{-13}) роблять його вплив на загальні величини g_{num} , P_v , P_m несуттєвим. Описані особливості вказують на можливість застосування теорії випадкових величин, як математичного апарату дослідження.

Одержані залежності легко актуалізуються із змінами в номенклатурі світового виробництва дизельних двигунів шляхом вилучення із вибірок показників моделей, виробництво яких припинено та додавання до них показників нових освоєних виробництвом.

Пропонується практичне застосування викладених результатів одним з двох опрацьованих методів:

- в разі наявності чіткого наперед встановленого пріоритету (мінімуму g_{num} , максимуму P_v або P_m) на відповідний графік (рис.1) наноситься сукупність точок, кожна з яких є графічним представленням паспортних даних ($g_{num}, P_\delta; P_v, P_\delta; P_m, P_\delta$) моделей двигунів, які можуть бути використані для комплектації головного привода. Точки, що опинилися над графіком функції $f_1(P_\delta)$, або під графіками $f_2(P_\delta)$, $f_3(P_\delta)$, є символами моделей, що підлягають виключенню з подальшого розгляду, із решти вибирається модель, що характеризується найбільшим модулем різниці: $|g_{num} - f_1(P_\delta)|$, $|P_v - f_2(P_\delta)|$, $|P_m - f_3(P_\delta)|$, вона і являє собою остаточний вибір.

- за відсутності пріоритетів (рівній важливості досліджуваних параметрів) сукупність моделей двигунів, попередньо відібраних для можливої комплектації головного привода за показником P_δ , яка має чисельність n_δ , піддається ранжуванню. Сутність цієї операції полягає в обчисленні для кожної із розглядуваних моделей різниць: $g_{num} - f_1(P_\delta)$, $P_v - f_2(P_\delta)$, $P_m - f_3(P_\delta)$ із врахуванням їх знаків та впорядкуванні послідовності моделей за зростанням першої та за зменшенням другої та третьої різниці. Таким чином кожна модель набуває у впорядкованій послідовності порядковий номер n , за яким обчислюється її ранг n/n_δ . Ранги, обчислені для кожної моделі за трьома показниками g_{num} , P_v , і P_m , додаються, найкращою з-поміж розглянутих визнається модель, що характеризується мінімумом суми $\sum_1^3 (n/n_\delta)$.

Описані вище одержані результати разом із запропонованими методиками дають змогу проєктувальнику дизельних головних приводів бурових установок вибрати для їх комплектації двигуни найвищого технічного рівня: з мінімальним споживанням палива, масою та габаритами.

Література

1 ГОСТ 16293-89 Установки комплектные для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения. Основные параметры.

2 Міронов Ю.В. Дослідження параметрів головного привода установок для експлуатаційного і глибокого розвідувального буріння. Рук., деп. в ДНТБ України, №588 -Ук-97, 01.12.1997р.

3 Web-сторінки виробників дизельних двигунів