

Яковенко В. Б.

Забродський М. М.

Київський
національний
університет
будівництва та
архітектури

УДК 622.833

СИСТЕМНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ГЛИБИННИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ВІБРОМАШИН

Разработана новая методика проектного расчета глубинных вибромашин, которая отличается от существующих тем, что охватывает определенный ряд глубинных вибраторов. Данная методика позволяет проектировать глубинные вибраторы в пределах определенного диапазона. Использование методов системного моделирования дает возможность применять информационные технологии для процесса проектирования.

The new technique of design calculation of deep vibrators which differs from existing themes that covers the certain number of deep vibrators is created. The given technique allows to design deep vibrators within the limits of the certain range. System representation of the developed technique enables to apply information technologies to process of designing.

Вступ.

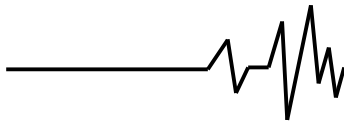
Глибинні вібромашини являють собою малогабаритні вібраційні механізми які використовуються для ущільнення бетонних або яких-небудь інших сумішей. Як правило мають вигляд ручного інструменту, який приводиться в коливальний рух, рідше закріпленні на різних пристроях (підвісні вібратори). Конструктивно глибинні вібромашини складаються з робочого органа, віброзбуджувача та привода. Робочим органом, що занурюється в суміш, може бути: циліндричний корпус (який інколи має оребріння), жорстка плита, просторова конструкція. Віброзбуджувачі бувають дебалансні і планетарні, а приводи – електромеханічні та пневматичні. За способом керування віброущільнювачі поділяються на ручні та підвісні. В даному випадку буде розглянуто циліндричну глибинну вібромашину з дебалансним віброзбуджувачем та вбудованим електродвигуном. Найбільшими виробниками глибинних вібраторів є такі фірми: «Tremix» (Швеція), «Wacker» (Німеччина), «Weber» (Німеччина), «Mikasa» (Японія), «Красный Маяк» (Росія).

Існуючі методи проектування циліндричних глибинних вібромашин, як правило розроблені для якоїсь конкретної машини а частіше представлені в загальному вигляді. Тому постала проблема в розробці

нової методики проектного розрахунку яка б охоплювала множину глибинних вібраторів. Створення такої методики можливо тільки за допомогою використання методів системного моделювання, ці методи дозволяють систематизувати матеріали існуючих досліджень, чітко виявити та сформулювати задачі. Крім того застосування системного підходу дозволяє використовувати інформаційні технології в процесі розрахунку глибинних вібраторів.

Мета та постановка задачі.

Методики розрахунку циліндричних вібромашин розроблені теоретично, експериментально та підтверджуються на практиці, але разом з тим вони розроблені або тільки для одного конкретного типу вібраторів, а частіше представлені в загальному вигляді. Тому представляється доцільним виконати аналіз існуючих методів розрахунку і результатів експериментальних досліджень глибинних вібромашин з метою встановлення всіх вхідних (включаючи експериментальні дані) та вихідних параметрів. Актуальність дослідження полягає в тому, що спираючись на існуючі методи розрахунку, розробити нову методику проектного розрахунку, яка відрізняється від існуючих тим, що охоплює множину глибинних вібраторів з дебалансним валом та вбудованим електродвигуном. Створена методика дозволить проектувати



глибинні вібратори в межах певного діапазону з деякою похибкою, величину якої можна оцінити за допомогою порівняння з характеристиками, що відповідають реальній машині з розглядаємої множини.

Застосовуючи методи системного моделювання дану методику можна представити як систему, що дає змогу впровадити інформаційні технології в процес проектування вібраторів.

На підставі вище вказаного детально розглянемо методику розрахунку глибинного вібратора. Представимо її у вигляді системи.

Виклад основного матеріалу.

В загальному вигляді методика розрахунку глибинної циліндричної вібромашини включає вибір типу машини (ручна, підвісна) та визначення основних

розмірів (діаметр, висота робочого органа); встановлення динамічних характеристик (амплітуда і частота коливань); побудова конструктивної схеми та визначення її маси; встановлення координати нульової точки, де відсутні коливання (забезпечення умов віброізоляції: привода, підйомного пристрою або оператора); знаходження змушуючої сили та амплітуди коливань у бетонній суміші; визначення потужності [1].

Розробка методики проектного розрахунку циліндричної глибинної вібромашини

В результаті проведеного аналізу робіт [1,2,3,4,5], було встановлено всі вхідні, довідкові дані та визначена мета розрахунку (табл. 1). Принципова схема множини вібраторів представлена на рис. 1.

Таблиця 1

Вхідні, довідкові дані та цілі розрахунку

Вхідні дані	Довідкові дані	Ціль розрахунків
Q – продуктивність, $m^3 / год$; ω – кутова частота вібрування, $рад/с$; h – висота робочого органа, $м$; m' – маса вібромашини, $кг$.	v – лінійна швидкість переміщення вібратора, $v \approx 0,5 м/с$; σ_0 – напруження в контактній зоні вібромашини, $\sigma_0 \approx 540 \cdot 10^{-4} МПа$; $\epsilon_{y\theta}$ – питомий дисипативний опір бетонної суміші ($\epsilon_{y\theta} = (3...7)10^4$), $Н \cdot с/м^3$; m_{np} – приведена маса бетонної суміші ($m_{np} = 0,3...0,4$), $кг$; μ – коефіцієнт тертя в підшипнику ($\mu=0,003...0,008$); d_k – внутрішній діаметр підшипника вібробудника, $м$;	Основні проектні розміри: d – діаметр робочого органа, $м$. Інерційні характеристики вібромашини: m – маса вібромашини, приведена до площини змушуючої сили, $кг$. Зусилля, що діють в конструкції, і динамічні параметри: F – змушуюча сила вібробудника, $кН$; x_σ – амплітуда переміщень в бетонній суміші, $м$. Потужність привода: P – потужність двигуна $кВт$;

Проектний розрахунок основних параметрів

- Основні проектні розміри:

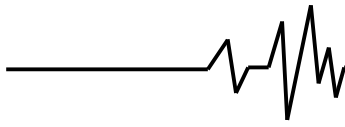
Висота робочого органа h визначається в залежності від товщини шару суміші H , що укладається, $м$ [1]:

$$h \approx (0,8...0,9)H .$$

Аналіз існуючих глибинних вібромашин показав наступне значення висоти робочого органу в залежності від діаметра. Результати дослідження зведені до табл. 2.

Діаметр робочого органа визначається з умови продуктивності. Технічна продуктивність вібратора дорівнює [2]:

$$Q = 2 \cdot k \cdot R^2 \cdot H \frac{3600}{(t_0 + t_1)} ,$$



де k – коефіцієнт, який залежить від схеми укладки бетону та враховуючий часткове перекриття зон ущільнення, для глибинного вібратора він складає $k = 0,85$;

t_0 – оптимальний час вібрування в кожному місці заглиблення вібратора $t_0 = (15...30)$, с;

t_1 – час перестановки вібратора з однієї позиції на другу $t_1 = (5...10)$, с (в розрахунках приймаємо $(t_0 + t_1) = 25c$).

H – товщина оброблюваного слою бетонної суміші $H = h - (0,05...0,15)$, м. Де h – висота робочого органа, м [3]. Приймаємо $H = (h - 0,1)$, м.

R – радіус дії вібратора визначається ступінню затухання коливань у хвилях, що випромінюються в бетонну суміш та перепадом амплітуд \mathcal{E} [4]. Аналіз різних досліджень показав, що радіус дії залежить від діаметра і складає декілька його значень $R = (4...6)d$ [5].

Таблиця 2

Рекомендації по вибору висоти робочого органа

Технічна продуктивність вібратора $Q, м^3 / год$	Діаметр робочого органа d , м	Висота робочого органа h , м
< 20	0,03...0,045	0,32...0,39
	0,045...0,075	0,39...0,45
> 20	0,08...0,12	0,48...0,55
	0,13...0,2	1...1,5

Підставляючи значення всіх складових в рівняння продуктивності отримуємо наступну формулу:

$$Q = 2 \cdot k \cdot (6 \cdot d)^2 \cdot (h - 0,1) \frac{3600}{(t_0 + t_1)} \dots$$

Після зроблених перетворень діаметр робочого органа вібратора d , буде дорівнювати, м:

$$d = \frac{1}{360} \sqrt{\frac{Q(t_0 + t_1)}{2 \cdot k \cdot (h - 0,1)}}$$

При виборі діаметра враховують стандарти за сортаментом холодних безшовних труб по ГОСТ 8734-75. Значення d для ручних машин визначають із ряду 25, 30, 40, 45, 50, 55, 65, 75, 80, 100, 125 мм, а для підвісних – із ряду 120, 150, 175, 200 мм [1].

• Інерційні характеристики вібратора:

Для забезпечення трикутної епюри коливань площина дії змушуючої сили розташована нижче центру мас, тоді вібратор одночасно здійснює поступальні і поворотні коливання відносно центра мас [4]. Амплітуда переміщень в площині змушуючої сили більше амплітуди переміщень в центрі мас і зворотно пропорційна масі вібратора.

$$m = \frac{1}{1 + \frac{n}{a}} m'$$

де n – відстань від центра мас до площини дії змушуючої сили.

Приведена маса менше дійсної маси вібратора m , орієнтовно має значення:

$$m = (0,4...0,8)m'$$

Для розрахунків приймаємо, що:

$$m = 0,6m'$$

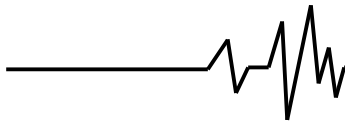
• Зусилля, що діють в конструкції і динамічні параметри:

Змушуюча сила вібробудника виникає в результаті обертання з кутовою швидкістю ω дебалансу масою m_0 , центр мас якого знаходиться на відстані r_0 від осі обертання. В цьому випадку змушуюча сила буде дорівнювати:

$$F = m_0 r_0 \omega^2$$

де $m_0 r_0$ – статичний момент маси дебалансу вібратора, згідно [4] його можна представити у вигляді:

$$m_0 r_0 = m x_0 + \frac{\sigma_0 S}{\omega^2}$$



де σ_0 – напруження в контактній зоні вібромашини, [6]. Значення σ_0 для частоти коливання 200Гц визначається інтерполяцією. В розрахунках приймаємо значення $\sigma_0 \approx 540 \cdot 10^{-4}$ МПа;

S – площа поздовжнього перерізу робочого органа $S = d \cdot h, \text{ м}^2$;

x_0 – амплітуда вібромерещень, м. Дана величина пов'язана з лінійною швидкістю переміщення вібратора v , м/с, яка визначається за формулою $v = x_0 \cdot \omega$.

$$\text{Звідки } x_0 = \frac{v}{\omega}.$$

Значення швидкості переміщення вібратора, для множини машин, що розглядається, лежить в межах $v = (0,4 \dots 0,6), \text{ м/с}$, приймаємо, що $v \approx 0,5 \text{ м/с}$. Таким чином амплітуда віброперемещень $x_0, \text{ м}$ буде дорівнювати

$$F = \left(m \frac{v}{\omega} + \frac{\sigma_0 S}{\omega^2} \right) \omega^2 = m v \omega + \sigma_0 d h.$$

Амплітуда віброперемещень робочого органа в бетонній суміші [4]:

$$x_0 = \frac{F}{\sqrt{\left((m + m_{np}) \omega^2 \right)^2 + \left(\epsilon_{y0} d h \omega \right)^2}}.$$

Емпіричні параметри, які входять в представлену розрахункову модель:

m_{np} – приєднана маса бетонної суміші (реактивна компонента опору);

ϵ_{y0} – питомий на одиницю площі поздовжнього перерізу робочого органа S опір (активна компонента опору).

Розглянемо кожен з цих параметрів більш детально з метою їх уточнення для множини вібраторів, що розглядаються. При розрахунках глибинних вібромашин приєднана маса бетонної суміші m_{np} , зазвичай відноситься до маси робочого органа, і розраховується як частина цієї маси за допомогою коефіцієнта приєднаної маси.

Дані ряду досліджень за коефіцієнтом приєднаної маси при повному зануренні глибинного вібратора в бетон зведені в табл. 3.

В зв'язку з тим, що множина вібраторів має частоту вібрування в межах 100...200 Гц, приймаємо, що приєднана маса бетонної суміші дорівнює

$$m_{np} = (0,3 \dots 0,4) m.$$

Таблиця 3

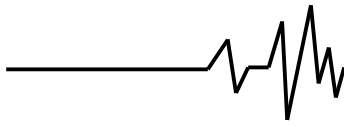
Значення коефіцієнта приєднаної маси за даними досліджень різних вчених

Автор	Залежність коефіцієнта приєднаної маси від частоти	Коефіцієнт приєднаної маси
Десов О.Є	з ростом частоти зростає в діапазоні 25-75 Гц	0,15...0,38
Гольдштейн Б.Г. Петрунькин Л.П. Биховський І.І. Маклашевський Є.П.	–	0,3...0,4

Фізичний зміст питомого дисипативного опору бетонної суміші ϵ_{y0} міститься в тому, що під час руху робочого органа в бетонній суміші частина енергії витрачається на збудження в зоні контакту хвиль здвигу, пов'язаних з в'язким опором розчинної складової бетонної суміші. При цьому частина енергії, яка генерується вібромашиною, перетворюється в тепло. При розрахунках розглядається дискретна модель. В зв'язку з цим коефіцієнт питомого дисипативного опору не враховує поглинання енергії при розповсюдженні хвиль, тобто фактично визначається тільки для пограничного слою.

В роботі [4] приводиться середні значення для коефіцієнта питомого дисипативного опору

$$b_{y0} = (3 \dots 7) \cdot 10^4 \frac{H \cdot c}{\text{м}^3}.$$



Для низьких частот рекомендується приймати менше значення $b_{y\partial}$.

Аналізуючи дані по m_{np} та $b_{y\partial}$ можна зробити висновок, що вони мають загальний характер, і використовуючи їх не можливо розрахувати параметри глибинної вібромашини, враховуючи вплив конкретно заданого середовища. Значення $b_{y\partial}$ можна розрахувати використовуючи імпеданс для осцилюючого циліндру радіусом R [5]. Для випадку глибинних вібромашин, у яких довжина випромінюваної хвилі більша розмірів випромінювача (діаметр вібратора), активний опір буде дорівнювати

$$b = \frac{1}{4} \rho c S \pi (kR)^3,$$

де S – площа поверхні корпусу вібратора, ($S = \pi d h$);

ρ – густина бетонної суміші,

($\rho = (2,2 \dots 2,6) \text{ кг} / \text{м}^3$);

k – хвильове число, ($k = \frac{\omega}{c}$);

c – швидкість розповсюдження хвиль, ($c = 50 \text{ м} / \text{с}$); [5]

R – радіус корпусу вібромашини, $R = \frac{d}{2}$.

Питомий на одиницю площі поздовжнього перерізу робочого органа S опір складає

$$b_{y\partial} = \frac{1}{4} \rho c \pi \left(\frac{\omega \cdot d}{2c} \right)^3.$$

Приєднана маса (реактивний опір) дорівнює масі середовища в об'ємі, яка витиснена циліндром висотою h [5]:

$$m_{np} = \rho \frac{\pi d^2}{4} h,$$

де ρ – густина середовища, в нашому випадку це густина бетонної суміші ρ_{σ} , $\text{кг} / \text{м}^3$.

Враховуючи те, що вібратор має не суцільну конструкцію та його робота розглядається в площині дії змушувальної сили, в вище наведену формулу необхідно ввести поправковий коефіцієнт, тоді:

$$m_{np} = 0,6 \rho_{\sigma} \frac{\pi d^2}{4} h.$$

Остаточно формула для визначення амплітуди коливань вібратора в бетонній суміші набуває вигляду:

$$x_6 = \frac{F}{\sqrt{\left(\left(m + 0,6 \rho_{\sigma} \frac{\pi d^2}{4} h \right) \omega^2 \right)^2 + \left(\frac{1}{4} \rho_{\sigma} c \pi^2 d^2 h^2 \left(\frac{\omega \cdot d}{2c} \right)^3 \omega \right)^2}}.$$

• Потужність приводу:

Потужність приводу глибинного вібратора визначається енергією, яка витрачається на подолання зовнішніх та внутрішніх активних опорів. Зовнішні опори залежать від умов передачі енергії в середовище, характеру коливань, властивостей бетонної суміші. Внутрішній опір створюється тертям, яке виникає в підшипниках вібратора. Таким чином потужність приводу має дві складові

$$P = P_k + P_T$$

P_k – потужність, що витрачається на коливання;

P_T – потужність, що витрачається на тертя.

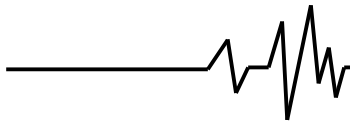
Для вбудованих двигунів, які під час роботи охолоджуються бетонною сумішшю, потужність, яка витрачається на коливання, визначається за своїм середнім значенням при кругових коливаннях [5]:

$$P_k = F x_6 \omega \sin \varphi \quad \text{або} \quad P_k = (x_6 \omega)^2 \epsilon_{y\partial} S,$$

де $S = dh$ – активна площа робочого органа;
 φ – кут зсуву фаз.

Потужність, що витрачається на тертя:

$$P_T = 0,5 F d_k \omega \mu,$$



де d_k – діаметр внутрішнього кільця підшипника, м. В межах множини вібраторів, що розглядаються, середнє значення діаметра внутрішнього кільця підшипника можна визначити співвідношенням. Дане співвідношення визначається конструктивно

$$d_k \approx d \cdot 0,55.$$

μ – коефіцієнт тертя кочення, залежить від типу мастила, $\mu = 0,003 \dots 0,008$.

Втрати на тертя в підшипниках залежать від:

- опору перекочування тіл кочення по біговій доріжці;
- часткового ковзання тіл кочення по біговій доріжці;
- ковзання сепаратора по тілам кочення, а також по кільцям у випадку його спирання на них або на бортики; опір переміщення мастила;

– тертя елементів ущільнення підшипників.

Величина втрат на тертя в підшипниках залежить від навантаження, умов змащення (тип та кількість мастила), а також від швидкості обертання підшипника.

Коефіцієнт μ дається для мінімального навантаження і нормальних робочих умов.

В період пуску тертя може перевищувати тертя, розраховане за допомогою коефіцієнта μ більш ніж на 50% [3].

Отже потужність приводу глибинного вібратора з вбудованим електродвигуном та дебалансним валом розраховується за формулою

$$P = (x_6 \omega)^2 \epsilon_{y\partial} d h + 0,5 F d_k \omega \mu.$$

Згідно принципам системності представимо проектний розрахунок глибинної циліндричної машини у вигляді системи (рис. 2).

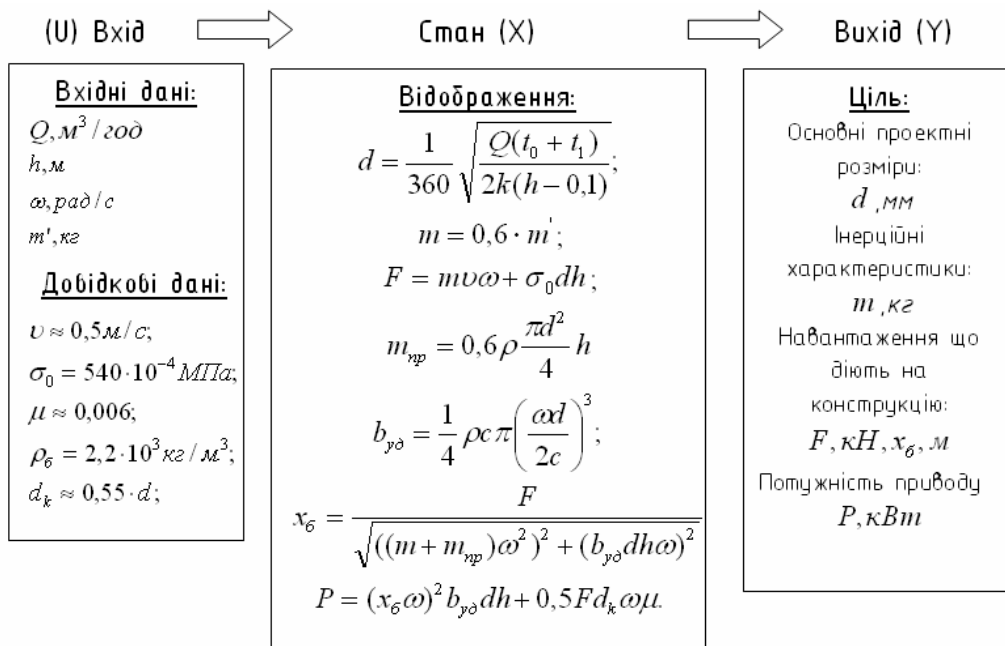
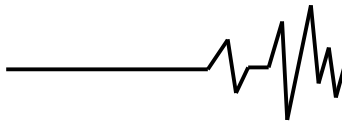


Рис. 2. Системне представлення проектного розрахунку циліндричних глибинних вібраторів

За складеної методикою були проведені розрахунки всієї множини вібраторів. В якості вхідних даних задавалися значення, що відповідають паспортним даним вже існуючих глибинних вібраторів. Результати розрахунків представлені на графіках (рис. 3). На першому графіку зображено зміну значення змушуючої сили в залежності від діаметру вібратора, окремі точки відображають паспортні значення

змушуючої сили для окремих вібраторів. Другий графік показує результат розрахунку радіуса дії множини вібраторів. На третьому графіку зображено результат розрахунку потужності приводу та порівняння її з паспортними даними, як видно з графіку паспортні дані практично співпадають з розрахунком певні відхилення можна пояснити якістю виготовлення приводу.



Аналіз результатів розрахунку показав, що для всієї лінійки вібраторів загальна похибка розрахунку склала 8...10%.

Висновки

Аналізуючи отримані результати можна зробити висновок, що розроблена методика своїм розрахунком охоплює множину глибинних вібраторів, що розглядались. Систематизація існуючих методик дозволила встановити всі вхідні дані, в тому числі довідкові та уточнити їх значення. Похибки розрахунку складають в середньому 8%...10%, що задовольняє вимогам попередніх проектних розрахунків. Завдяки використанню методів системного моделювання розроблена методика має вигляд системи. Це дозволяє застосовувати інформаційні технології в процесі розрахунку глибинних вібраторів, підвищити ефективність проектних робіт та зменшити трудомісткість.

Література

1. Назаренко І.І. Машины для производства строительных материалов / Назаренко І.І.– Підручник. – К.: КНУБА, – 1999.- 488с.
2. Бауман В.А. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. Справ очник. / Под ред.. В.А. Баумана, И.И. Быховского, Б.Г. Гольдштейна,– М., «Машиностроение», –1970г.–450с.
3. Научно-технический отчет по теме: «Создание вибраторов с улучшенными технико-экономическими характеристиками» (заключительный отчет), Тема II-85, – Химки.: Объединение «ВНИИСМИ», – 1987 г.– 55с.
4. Чубук Ю.Ф. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. / Ю.Ф. Чубук, И.И. Назаренко, В.Н. Гарнец – К.: Вища школа. Головное изд-во, 1985. – 168с.
5. Яковенко В.Б. Моделирование и расчет вибрационных систем. Учеб пособие/ В.Б. Яковенко. – К.: УМК ВО. – 1988г. – 232с.
6. Сівко В.Й. Механічне устаткування підприємств будівельних виробів: Підручник./ Сивко В.Й. –К.: ІСДО,1994.- 359 с

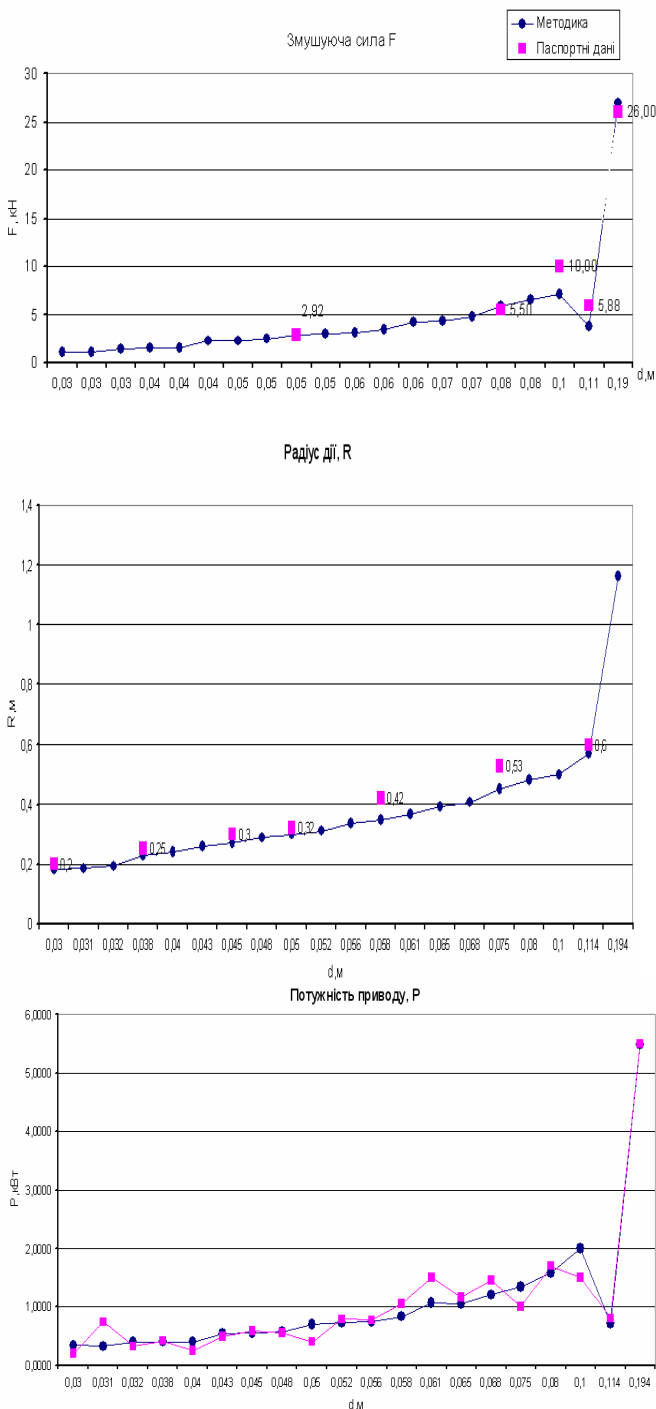


Рис. 3. Графіки результатів розрахунку та їх порівнянні з паспортними даними існуючих глибинних вібраторів