



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **116210** (13) **U**
(51) МПК (2017.01)
E21B 7/06 (2006.01)
E21B 19/00

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2016 12143	(72) Винахідник(и): Гуляєв Валерій Іванович (UA), Глазунов Сергій Миколайович (UA), Андрусенко Олена Миколаївна (UA)
(22) Дата подання заявки: 30.11.2016	
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.05.2017	(73) Власник(и): НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Суворова, 1, м. Київ-10, 01010 (UA)
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.05.2017, Бюл.№ 9	(74) Представник: Краснокутська Зоя Ігорівна

(54) СПОСІБ СПРЯЖЕННЯ КРИВОЛІНІЙНИХ СЕКЦІЙ ТРАЄКТОРІЙ ПОХИЛО-СКЕРОВАНИХ СВЕРДЛОВИН, ЩО МІНІМІЗУЄ СИЛИ ОПОРУ РУХУ КОЛОНИ

(57) Реферат:

Спосіб спряження криволінійних секцій траєкторій похило-скерованих свердловин, що мінімізує сили опору руху колони у свердловині, яка має заданий або реалізований при бурінні геометричний обрис у вигляді комбінації її прямолінійних і криволінійних секцій різної кривини. Розрив кривини осі свердловини згладжують шляхом вставки в точці сполучення малої проміжної ділянки в формі кубічної параболи, такої, що на одному її кінці його радіус кривини збігається з радіусом кривини першої секції, що сполучається, а на другому кінці його радіус кривини збігається з радіусом кривини другої секції.

UA 116210 U

Корисна модель належить до області буріння глибоких нафтових і газових похилих і горизонтальних свердловин, складених із сегментів різної кривини.

Відомо [1], що задачі проектування траєкторій скерованих свердловин проводяться на основі геометричного аналізу обрисів таких свердловин без вичерпного врахування механічних аспектів, супутніх цій процедурі. На практиці, як правило, проектування криволінійних свердловин здійснюється методом мінімальної кривини [1], відповідно до якого траєкторія свердловини представляється у вигляді комбінації декількох прямолінійних секцій, з'єднаних один з одним дугами кіл так, що кут нахилу дотичної до осі свердловини змінюється безперервно (секції АВ, ВС і CD на фіг. 1).

Недоліком способу з'єднання секторів свердловини методом мінімальної кривини є те, що при цьому кривина (тобто радіус кривини і пружний згинальний момент в колоні) траєкторії виявляється розривною функцією, яка призводить до збільшення сил контакту між колоною і стінкою свердловини.

Польовими спостереженнями було встановлено, що геометрія свердловини істотно впливає на сили тертя, що діють на бурильну колону при її русі. Як правило, ці сили визначають максимальне горизонтальне подовження свердловини, яке може бути досягнуте без прихоплення колони або її поперечного випинання. Тому проблемі зменшення сил тертя за рахунок вибору раціональної геометрії свердловини приділяється велика увага. Щоб оцінити ці ефекти були розроблені математичні моделі і програмні комплекси, за допомогою яких проводилися розрахунки сил тертя і опору. Однак ці моделі були створені за спрощеними схемами, заснованими на гіпотезах, які передбачають, що бурильна колона є гнучкою ниткою, що не має згинальної жорсткості. Такі гіпотези дозволяють спростити розрахунки, але вони прийнятні тільки для траєкторій з кривиною, що плавно змінюється, і призводять до помітних похибок при використанні методу мінімальної кривини для реальних бурильних колон в місцях сполучення секцій свердловин з розривами геометрії. Однак невраховані за допомогою таких моделей сили тертя і опору призводять до наступних негативних ефектів

- вони призводять до погіршення рухливості бурильної колони в свердловині і зниження провідності крутих моментів від верхнього приводного пристрою до долота на дні свердловини;

- вони призводять до збільшення стискаючих осьових сил в бурильній колоні, що сприяють її як локальному, так і глобальному випинанню;

- вони сприяють зносу труб бурильних колон;

- вони призводять до збільшення енерговитрат на процес буріння;

- вони можуть призвести до прихоплення бурильної колони. Проілюструємо відмічені ефекти на прикладі складової колони ABCD (фіг. 1). Вона складається з двох прямолінійних сегментів АВ і CD та однієї секції ВС в формі дуги кола. Щоб вивчити сили, що діють на колону, введемо координатний параметр s , який визначається довжиною осьової лінії свердловини від деякої початкової точки до поточної. З його допомогою можна підрахувати згинальний момент у всіх точках осі бурильної колони (БК) і, особливо, в секції ВС (фіг. 2).

Оскільки геометрія колони задана, внутрішній згинальний момент $M(s)$ і зовнішні розподілені (локалізовані) контактні сили можуть бути легко підраховані. Дійсно, внутрішній згинальний момент $M(s)$ визначається формулою

$$M(s) = EI \cdot k = EI/R, \quad (1)$$

де E - модуль пружності матеріалу труби колони,

I - момент інерції перерізу колони,

k - її кривина,

R - радіус кривини.

У зв'язку з цим внутрішній згинальний момент $M(s)$ дорівнює нулю на прямолінійних сегментах АВ і CD і залишається сталим $M(s) = EI/R$ всередині дуги ВС. Графік цієї функції представлений на фіг. 3. З використанням формули

$$F(s) = dM(s)/ds \quad (2)$$

для внутрішньої перерізуєчої сили $F(s)$ можна зробити висновок, що вона дорівнює нулю на всьому відрізку AD, крім точок сполучення В і С, де вона приймає нескінченно великі значення, так як функція $M(s)$ є розривною. І далі з використанням рівняння пружної рівноваги елемента труби

$$dF(s)/ds = -f^{\text{конт}}(s), \quad (3)$$

де $f^{\text{конт}}(s)$ - зовнішня розподілена контактна сила, можна знову зробити висновок, що $f^{\text{конт}}(s)$ всюди є рівною нулю, за винятком точок сполучення В і С, де вона теж прямує до нескінченності, так як розривною є функція внутрішньої перерізуючої сили $F(s)$.

Використовуючи ці прості диференціальні викладки, можна прийти до висновку, що конфігурація колони всередині каналу свердловини, представлена на фіг. 2, може бути утворена тільки системою силових впливів у формі зосереджених згинальних моментів, прикладених у точках В і С (фіг. 4). Але в свою чергу, кожен зовнішній згинальний момент M може бути викликаний тільки парою зовнішніх контактних сил Q з плечима h (фіг. 5)

$$M=Q \cdot h. \quad (4)$$

У реальності кожна з цих сил не є зосередженою, завдяки пружній піддатливості скельної породи і може бути представлена як результуюча контактних розподілених сил $f^{\text{конт}}(s)$ (фіг. 6). Очевидно, що чим менше отвір між стінкою свердловини і бурильної колоною, тим менше плече h і, згідно з рівностями (3), (4), тим більше контактна сила Q і контактна розподілена сила $f^{\text{конт}}(s)$. У зв'язку з їх збільшенням при протягуванні колони в свердловині збільшуються сили тертя $f^{\text{тер}}(s)$, а тому зменшується сила, що діє на долото, стає можливим випинання колони і її прихоплення, збільшується швидкість зношування труби колони і т.д.

З огляду на ці доводи, можна зробити висновок, що поєднання двох ділянок труб з різними кривинами може привести до збільшення сил контактної і фрикційної взаємодії та зменшення рухливості колони.

Недоліком способу з'єднання секторів свердловини в формі спіралі Корню є складність її геометрії та алгоритмів реалізації проектних розробок на практиці.

Найближчим аналогом є спосіб спряження окремих секцій траєкторії свердловини, яка має заданий або реалізований при бурінні геометричний обрис у вигляді комбінації її прямолінійних і криволінійних секцій різної кривини, в якому в місці їх з'єднання вставляється криволінійна ділянка в формі спіралі Корню [2].

В основу корисної моделі поставлена задача зменшення сил контактної взаємодії між бурильною колоною і стінкою свердловини в місці сполучення суміжних секцій, супутне зменшення сил опору (тертя) руху бурильної колони в свердловині, зниження рівня згинальних напружень в бурильній колоні, зменшення зносу труб бурильної колони при її протягуванні й обертанні та зниження енерговитрат при виконанні спуско-підйомних операцій.

Поставлена задача вирішується тим, що розрив кривини осі свердловини згладжують шляхом вставки в точці сполучення малої проміжної ділянки в формі кубічної параболи, такої, що на одному її кінці його радіус кривини збігається з радіусом кривини першої секції, що сполучається, а на другому кінці його радіус кривини збігається з радіусом кривини другої секції.

Згладжування розриву кривини осі свердловини здійснюється шляхом введення в точках В і С малих перехідних ділянок свердловини з геометрією кубічної параболи, в якій при малій довжині радіус кривини змінюється майже лінійно (фіг. 7). У цьому випадку графік, представлений на фіг. 3, представляє форму, дану на фіг. 8 а.

Після введення ділянок В'В" і С'С функція внутрішнього згинального моменту $M(s)$ стала неперервною, але в точках В', В", С' і С" вона є ламаною. Тому відповідно до рівності (2) внутрішня перерізуюча сила $F(s)$ відрізняється від нуля тільки на перехідних гіперболічних ділянках В'В" і С'С" (фіг. 8 б), в той час як зовнішня розподілена контактна сила $f^{\text{конт}}(s)$ (відповідно до рівності (3)) є нульовою всюди, крім точок В', В", С' і С", де вона є розривною. Ця розривність може бути пов'язана тільки з зовнішньою розподіленою контактною силою $f^{\text{конт}}(s)$ і результуючою Q . Але в цій ситуації відстань між перерізуючими силами Q (фіг. 6) приблизно дорівнює довжині кубічної параболи В'В", яка не є малою і тому контактна сила $f^{\text{конт}}(s)$, фрикційна сила $f^{\text{тер}}(s)$ і перерізуюча сила Q вже не є великими.

Кубічна парабола є найпростішою кривою, кривина якої на малих відрізках змінюється лінійно. Дійсно, її рівняння в параметричній формі має вигляд

$$x=bs^3, z=s, \quad (5)$$

де x, z - є координати кривої осі бурильної колони,
 b - числовий коефіцієнт.
 Тоді її кривина підраховується так (довідник з математики)

5

$$k = \frac{\left[(x')^2 + (z')^2 \right] \cdot \left[(x'')^2 + (z'')^2 \right] - (x'x'' + z'z'')^2}{\left[(x')^2 + (z')^2 \right]^3}, \quad (6)$$

де штрихом позначено диференціювання по параметру s .
 Підставляючи (5) в (6), можна отримати

$$k = 6bs / \left[1 + (3bs^2)^2 \right]^{3/2}. \quad (7)$$

10

Якщо вибрано коротку ділянку кривої, то $(3bs^2)^2 \ll 1$ і рівність (7)

$$k = 6bs. \quad (8)$$

15 В цьому випадку згинальний момент також змінюється лінійно всередині перехідної ділянки (фіг. 7) і ефект локального збільшення в цій зоні внутрішніх і зовнішніх сил пом'якшується.

Наведені доводи роз'яснюють тільки якісну сторону проблеми, оскільки вони не враховують вплив зазору між трубою колони і стінкою свердловини, який знижує гостроту цих ефектів. Проте, вони характеризують головні недоліки, що вносяться розривами кривини траєкторії свердловини.

20 Для підтвердження ефекту впливу розриву кривини траєкторії на значення фрикційних сил опору, що породжуються при русі бурильної колони в криволінійній свердловині, розглянемо модель свердловини (фіг. 9) з сегментами АВ і CD і малої кривини, з'єднаними дугою кола ВС. Їх радіуси складають R_1, R_2 і R_3 , а кути охоплення дорівнюють $\alpha_1=15^\circ, \alpha_2=60^\circ$ і $\alpha_3=15^\circ$, відповідно. Щоб виконати комп'ютерне моделювання механічної поведінки БК, використовується математична модель пружного криволінійного стержня, розроблена в публікаціях [3]. Відповідно до неї, вивчення цієї конструкції найбільш зручно із застосуванням природного тригранника Френе з одиничними векторами головної нормалі n , бінормалі b і дотичної t

$$t = \frac{dp}{ds}, \quad n = R \frac{dt}{ds}, \quad b = t \times n, \quad (9)$$

30

де $p(s) = xi+yj+zk$ - радіус-вектор елемента свердловини в системі координат Охуз;
 i, j, k - орти цієї системи; R - радіус кривини.

Вважаючи, що процес протягування БК в каналі свердловини відбувається з постійною швидкістю v . Тоді вектор $f(s)$ зовнішніх розподілених сил, що діють на БК, може бути

35

$$f(s) = f^{rp} + f^{kont} + f^{тер}, \quad (10)$$

де f^{rp} - сила тяжіння,

f^{kont} - сила контактної взаємодії між поверхнями БК і свердловини,

$f^{тер}$ - сила фрикційної взаємодії між цими поверхнями.

40

З використанням системи відліку n, b, t рівняння рівноваги елемента БК можуть бути представлені у скалярній формі [3]:

$$\begin{aligned}\frac{dF_n}{ds} &= -k_R F_t + k_T F_b - f_n^{\Gamma P} - f_n^{\text{конт}}, \\ \frac{dF_b}{ds} &= -k_T F_n - f_b^{\Gamma P} - f_b^{\text{конт}}, \\ \frac{dF_t}{ds} &= k_R F_n - f_t^{\Gamma P} - f_t^{\text{конт}}, \\ 0 &= -k_R M_t + E I k_R k_T + F_b, \\ \frac{dk_R}{ds} &= -\frac{1}{EI} F_n, \\ \frac{dM_t}{ds} &= m_t^{\text{мер}},\end{aligned}\quad (11)$$

де $E I$ - жорсткість БК при згині;

F_n, F_b, F_t - відповідні компоненти вектора внутрішніх сил;

k_R - кривина БК;

k_T - її скрут;

M_t - внутрішній крутний момент,

$m_t^{\text{мер}}$ - зовнішній розподілений момент.

У цій системі невідомими є чотири функції $F_n(s)$, $F_b(s)$, $F_t(s)$ і $M_t(s)$.

Зовнішні розподілені сили $f_n^{\text{конт}}(s)$, $f_b^{\text{конт}}(s)$, $f_t^{\text{мер}}$ і момент $m_t^{\text{мер}}$ також буде визначено, у

той час як сили тяжіння $f_n^{\Gamma P}(s)$, $f_b^{\Gamma P}(s)$ і $f_t^{\Gamma P}(s)$ вважаються відомими.

В даному випадку вивчається площинна система сил. Тому $k_T=0$, $f_b^{\Gamma P}=0$, $f_b^{\text{конт}}=0$, $F_b=0$, а функції $M_b(s)$, $F_n(s)$ можуть бути представлені у формі

$$M_b = E I k_R, \quad F_n = -E I \frac{dk_R}{ds}. \quad (12)$$

Розподілені сила тертя $f_t^{\text{мер}}$ і момент $m_t^{\text{мер}}$ виражаються через розподілену контактну силу $f_n^{\text{конт}}(s)$, коефіцієнт тертя μ і параметр $\eta = 100$, що визначає відношення між швидкостями осьового і обертального рухів елемента БК.

В результаті стан квазістатичного протягування БК з обертанням визначається третім і шостим рівняннями системи (11), які набувають форму

$$\begin{aligned}\frac{dF_t}{ds} &= k_R F_n + f_t^{\Gamma P} t_z \mp f_t^{\text{мер}}, \\ \frac{dM_t}{ds} &= m_t^{\text{мер}}.\end{aligned}\quad (13)$$

Тут $f_t^{\Gamma P}$ - погонна сила тяжіння БК,

$$f_t^{\text{мер}} = \mu f_n^{\text{конт}},$$

μ - коефіцієнт тертя,

а сила контактної взаємодії представляється у формі

$$f_n^{\text{конт}} = -k_R F_t + E I \frac{d^2 k_R}{ds^2} - f_n^{\Gamma P}. \quad (14)$$

Погонна сила тяжіння обчислюється так

$$f_t^{\Gamma P} = \pi \gamma g (r_1^2 - r_2^2),$$

де r_1 і r_2 - зовнішній і внутрішній радіуси поперечного перерізу труби БК;

γ - густина її матеріалу,

$g=9,81 \text{ м/с}^2$ - прискорення вільного падіння.

В результаті система (13) містить тільки дві невідомі величини ($F_t(s)$ і $M_t(s)$) і може бути чисельно проінтегрована методом Рунге-Кутти.

Щоб продемонструвати ефект впливу розриву функції кривини траєкторії свердловини на сили опору руху БК в її каналі, було виконано комп'ютерне моделювання цього ефекту. Спочатку розглянуті випадки, коли осьова лінія свердловини складена з кругових сегментів АВ, ВС і CD без локального згладжування кривини в точках В і С (фіг. 9). Потім в цих точках були вставлені короткі секції В'В" і С'С" в формі кубічних парабол і, як показано на фігурах 7 і 8, розриви кривини були усунені з використанням кубічних сплайнів.

Розв'язання рівнянь (13) були побудовані методом Рунге-Кутта з кроком $\Delta s=S/1330$ інтегрування, де S повна довжина осьової лінії свердловини. Вона була підрахована за формулою

$$S=R_1\varphi_1+R_2\varphi_2+R_3\varphi_3. \quad (15)$$

Всього розглянуто чотири задачі. Вони відрізняються значеннями радіусів R_1 , R_2 , R_3 які склали $R_1=1800 \text{ м}$, $R_2=48 \text{ м}$, $R_3=1200 \text{ м}$ (задача 1);

$R_1=3600 \text{ м}$, $R_2=96 \text{ м}$, $R_3=2400 \text{ м}$ (задача 2); $R_1=9000 \text{ м}$, $R_2=240 \text{ м}$, $R_3=6000 \text{ м}$ (задача 3) і $R_1=18000 \text{ м}$, $R_2=480 \text{ м}$, $R_3=12000 \text{ м}$ (задача 4). Значення довжини S свердловини і різниці значень кривини в точках В і С наведені в таблиці 1.

Були вибрані наступні вихідні дані по матеріалу труби БК: модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, щільність $\gamma = 7800 \text{ кг/м}^3$, $g=9,81 \text{ м/с}^2$. Розглянуто два типи поперечного перерізу труби. У першому випадку її зовнішній і внутрішній радіуси дорівнюють $r_1=0,08415 \text{ м}$ і $r_2=0,07415 \text{ м}$.

При цьому товщина труби склала $\delta = 0,01 \text{ м}$, момент інерції її поперечного перерізу $I=1,564 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$, погонна сила тяжіння $f^p = 380,5 \text{ Н/м}$. У другому випадку $r_1=0,1 \text{ м}$, $r_2=0,088 \text{ м}$, $\delta = 0,012 \text{ м}$, $I = 3,144 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$ і $f^p = 542,3 \text{ Н/м}$. Крім цього при комп'ютерному моделюванні коефіцієнт тертя задавався рівним $\mu = 0,3$ і $0,4$.

Для кожної комбінації розрахункових даних задача 1 розв'язувалась при різних довжинах параболічних секцій В'В" і С'С". Спочатку вона була розв'язана без сплайн-інтерполяції (випадок 1). Потім досліджені випадки з параболічними вставками, довжини яких склали два, п'ять і десять кроків інтегрування Δs (випадки 2-4, відповідно). Результати розрахунків функції $f_t^{\text{мер}}(s)$ для задачі 1 наведені на фіг. 10. Криві 1-4 (випадки 1-4) відповідають відповідним довжинам секцій В'В" і С'С". Можна бачити, що, якщо сектори кругових дуг з'єднані без згладжування, то функція сили тертя $f_t^{\text{мер}}(s)$ має пікові значення в точках В і С (крива 1). У той же час включення перехідних кубічних секцій (криві 2-4 для довжин $2\Delta s$, $5\Delta s$ і $10\Delta s$, відповідно) дозволяє істотно впливати на розрив кривини.

Як свідчать графіки, наведені на фіг. 11, локальне збільшення функції $f_t^{\text{мер}}(s)$ пов'язано також зі зростанням швидкості збільшення внутрішньої осьової сили $F_t(s)$ в точках В і С, якщо розрив функції кривини збережений (крива 1). Однак згладжування кривини траєкторії дозволяє зменшити цю силу (криві 2-4, відповідно). Такий самий висновок можна зробити щодо функції внутрішнього крутного моменту $M_t(s)$ (фіг. 12).

Виявлені особливості стають більш очевидними при збільшенні згинальної жорсткості БК. Фігури 13-15 ілюструють аналогічні результати для колон з радіусами перерізів $r_1=0,1 \text{ м}$, $r_2=0,088 \text{ м}$, і моментом інерції $I = 3,144 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$.

Для оцінки залежності напружено деформовані стани БК від величин розриву функцій кривини. Результати розрахунків для задач 1-4 і випадків 1, 4 при $\mu = 0,3$ зведені в таблиці 2.

Вони представляють пікові значення функцій $f_t^{\text{мер}}(B)$, $f_t^{\text{мер}}(C)$ і осьової сили $F_t(D)$ у верхній точці D для траєкторій з розривами траєкторії (верхні числа) і траєкторій зі згладжуваними вставками довжиною $10 \Delta s$ (нижні числа). Аналогічні результати наведені в таблиці 3 для значення $\mu = 0,4$.

З таблиць 2 і 3 можна зробити висновок, що вплив розриву кривини на зовнішні сили тертя, внутрішню осьову силу і крутний момент збільшується зі зростанням величини розриву кривини, згинальної жорсткості бурильної колони і коефіцієнта тертя між трубою БК і стінкою свердловини. Згладжування розриву кривини сприятливо впливає на перебіг процесу буріння. У той же час, якщо різниця в кривинах сегментів, що з'єднуються, мала (задача 4), явище пом'якшення фрикційних ефектів стає слабо відчутним.

Спосіб належить до розряду екологічно чистих заходів.

Джерела інформації:

1. Sawaryn, S.J., Thorogood, J.L., A compendium of directional calculations based on the minimum curvature method. SPE Drilling & Completion. - 2005. - V. 20, № 1. - P. 24-36.

2. Samuel, R., A new well-path design using clothoid spiral (curvature bridging) for ultra-extended-reach drilling. SPE Drilling & Completion. - 2010. - V. 25, № 3. - P. 363-371.

5 3. Gulyayev, V.I., Gaidaichuk, V.V., Andrusenko, E.N., Shlun, N.V., Modeling the energy-saving regimes of curvilinear bore-hole drilage. Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering. - 2015. - V. 137, № 1. - P. 011402-1-011402.

Таблиця 1

Задача №	R_1 (м)	R_2 (м)	R_3 (м)	S (м)	K_2-K_1 (точка В) (m^{-1})	K_2-K_3 (точка С) (m^{-1})
1	1800	48	1200	835,7	0,02028	0,020
2	3600	96	2400	1671,3	0,01014	0,010
3	9000	240	6000	4178,3	0,00406	0,004
4	18000	480	12000	8356,6	0,00203	0,002

Таблиця 2

Задача №	$I = 1,564 \cdot 10^{-5} m^4$ $f_{тяж} = 380,5 \text{ Н/м}$			$I = 3,144 \cdot 10^{-5} m^4$ $f_{тяж} = 542,3 \text{ Н/м}$		
	$f_t^{мер}$ (В) (кН/м)	$f_t^{мер}$ (С) (кН/м)	$F_t(D)$ (кН)	$f_t^{мер}$ (В) (кН/м)	$f_t^{мер}$ (С) (кН/м)	$F_t(D)$ (кН)
1	-25,658	-25,638	247,649	-51,410	-51,426	384,351
	-3,132	-3,331	205,552	-6,094	-6,371	299,987
2	-3,459	-3,687	401,334	-6,785	-7,098	579,811
	-0,696	-0,905	390,508	-1,195	-1,492	558,145
3	-0,491	-0,739	971,978	-0,818	-1,171	1386,458
	-0,370	-0,581	970,193	-0,541	-0,841	1382,896
4	-0,351	-0,562	1940,215	-0,502	-0,816	2765,394
	-0,313	-0,561	1939,680	-0,460	-0,802	2764,370

10

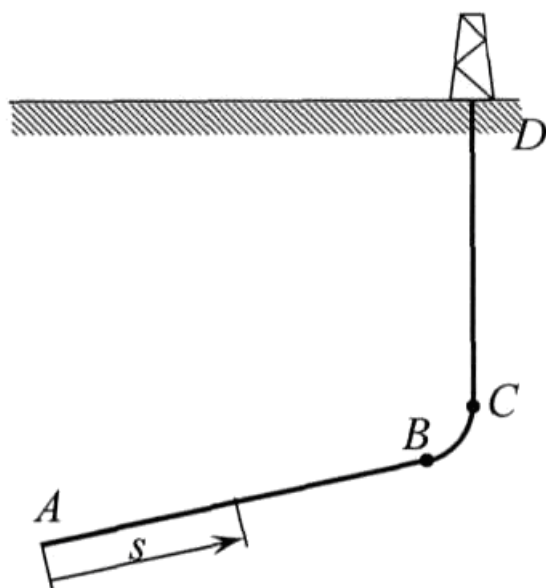
Таблиця 3

Задача №	$I = 1,564 \cdot 10^{-5} m^4$ $f_{тяж} = 380,5 \text{ Н/м}$			$I = 3,144 \cdot 10^{-5} m^4$ $f_{тяж} = 542,3 \text{ Н/м}$		
	$f_t^{мер}$ (В) (кН/м)	$f_t^{мер}$ (С) (кН/м)	$f_t^{мер}$ (В) (кН/м)	$f_t^{мер}$ (С) (кН/м)	$f_t^{мер}$ (В) (кН/м)	$f_t^{мер}$ (С) (кН/м)
1	-34,349	-34,690	305,485	-68,762	-69,181	481,096
	-4,319	-4,705	244,250	-8,336	-8,888	358,344
2	-4,725	-5,164	474,172	-9,210	-9,827	687,196
	-1,061	-1,444	458,481	-1,784	-2,330	654,745
3	-0,764	-1,216	1139,702	-1,247	-1,891	1626,067
	-0,627	-1,010	1137,360	-0,911	-1,457	1621,301
4	-0,601	-0,984	2273,933	-0,858	-1,416	3241,135
	-0,527	-0,980	2273,712	-0,770	-1,405	3240,435

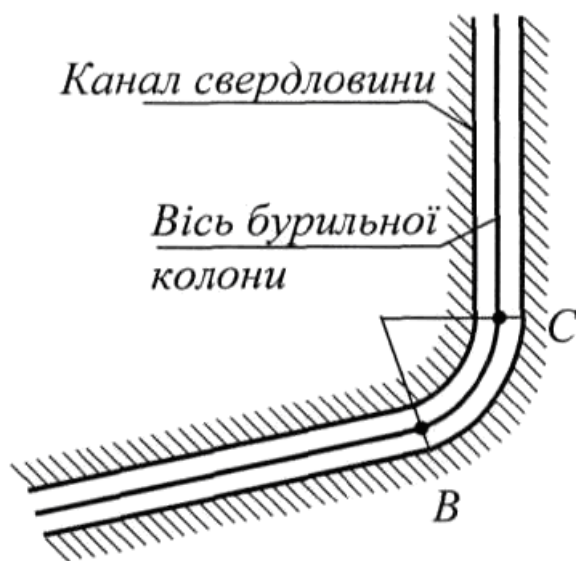
ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

15 Спосіб спряження криволінійних секцій траєкторій похило-скерованих свердловин, що мінімізує сили опору руху колони у свердловині, яка має заданий або реалізований при бурінні геометричний обрис у вигляді комбінації її прямолінійних і криволінійних секцій різної кривини, який **відрізняється** тим, що розрив кривини осі свердловини згладжують шляхом вставки в

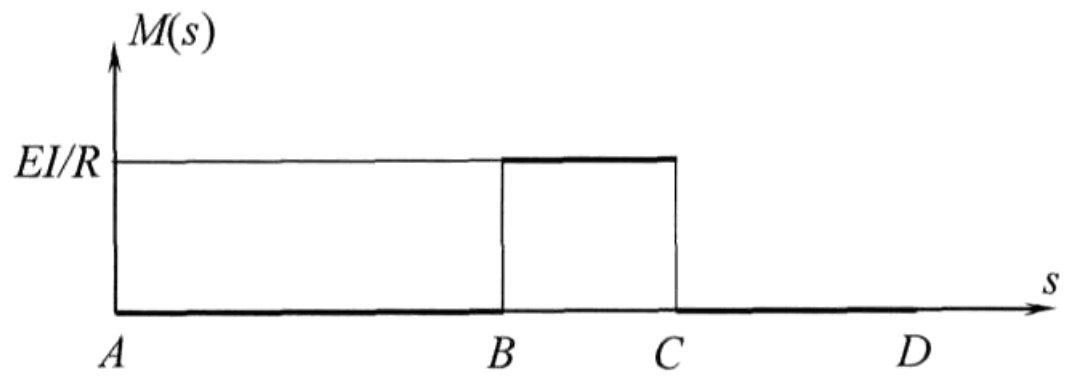
20 його радіус кривини збігається з радіусом кривини першої секції, що сполучається, а на другому кінці його радіус кривини збігається з радіусом кривини другої секції.



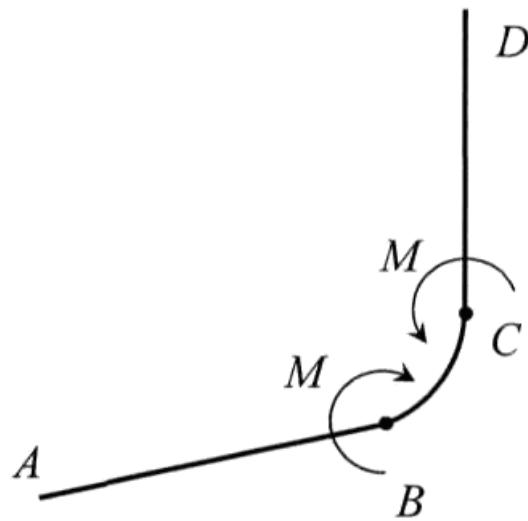
Фиг. 1



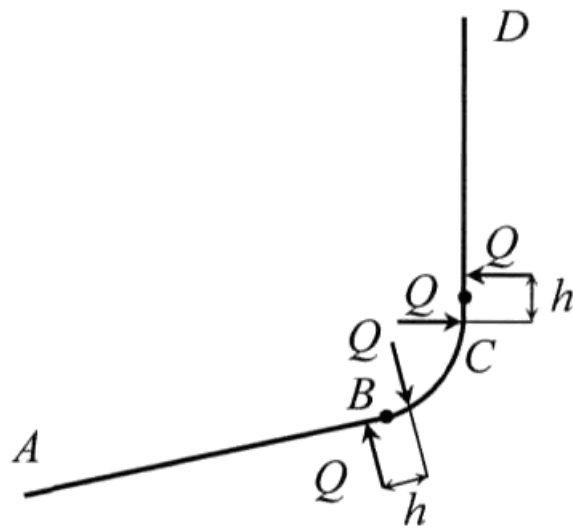
Фиг. 2



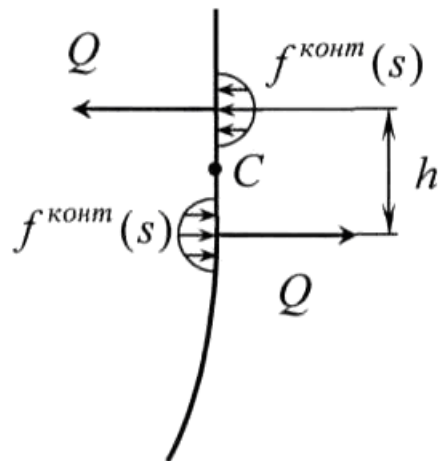
Фиг. 3



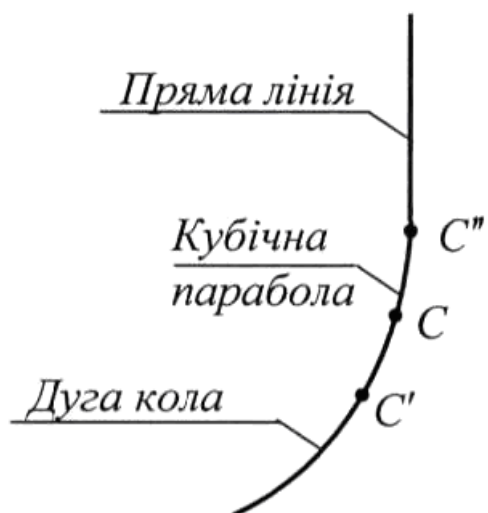
Фиг. 4



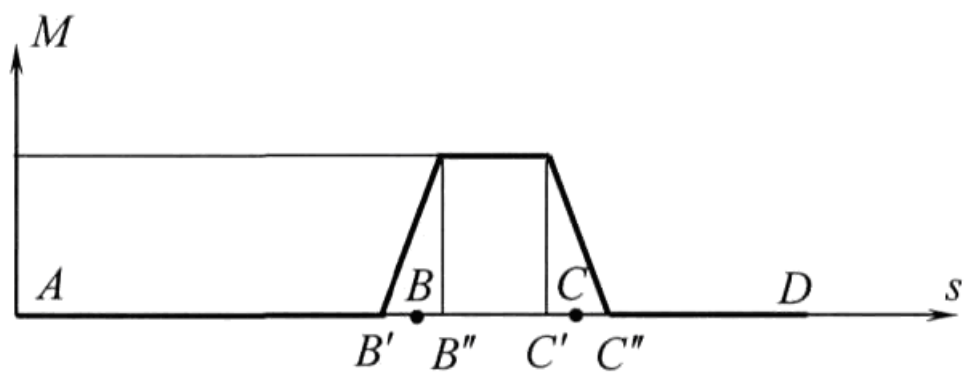
Фиг. 5



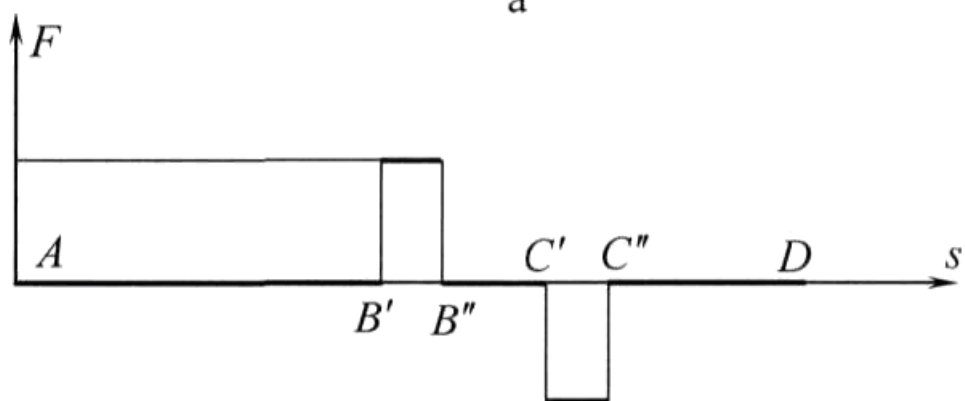
Фиг. 6



Фиг. 7

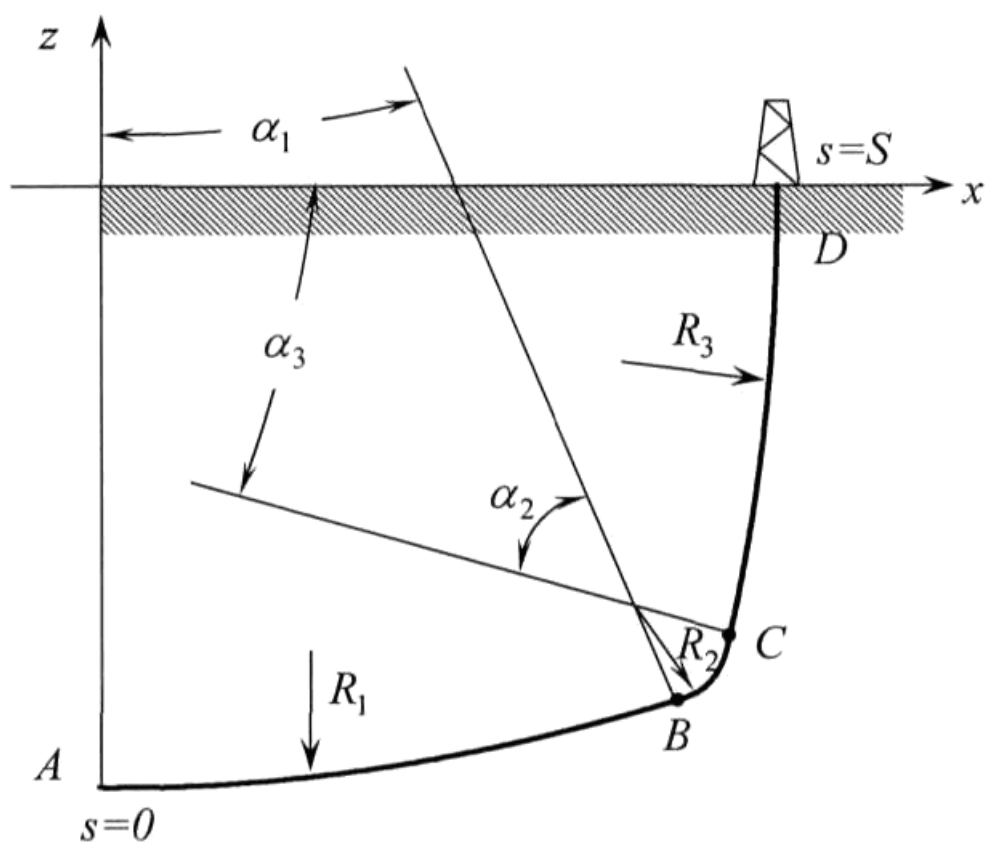


а

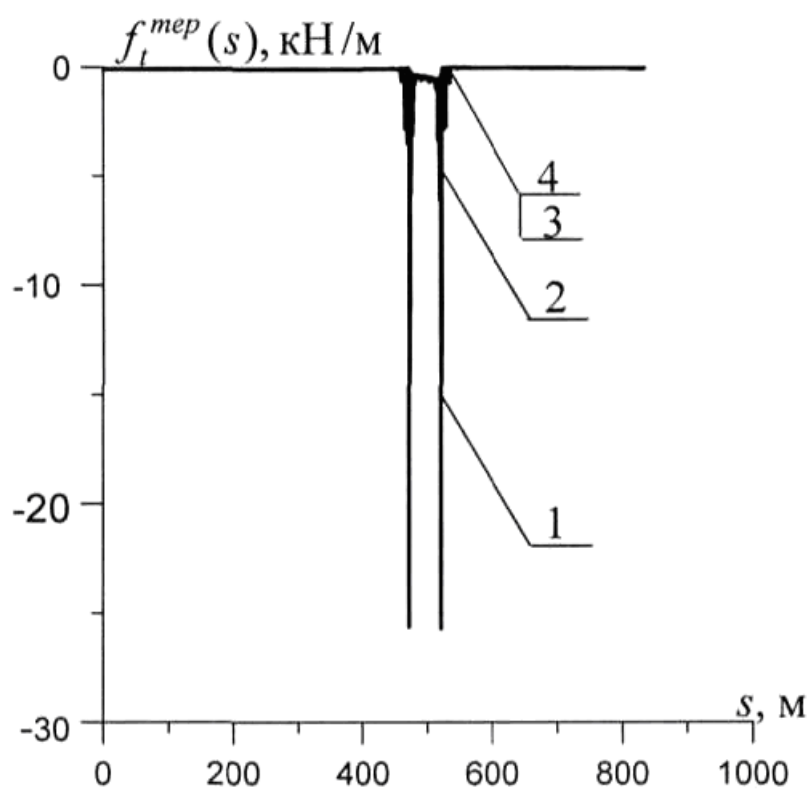


б

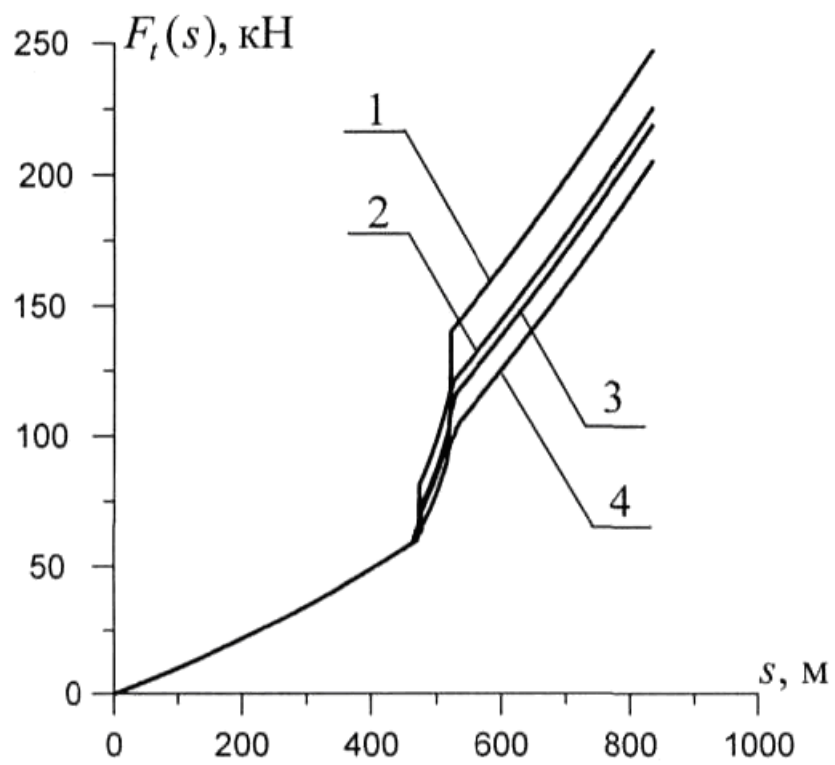
Фиг. 8



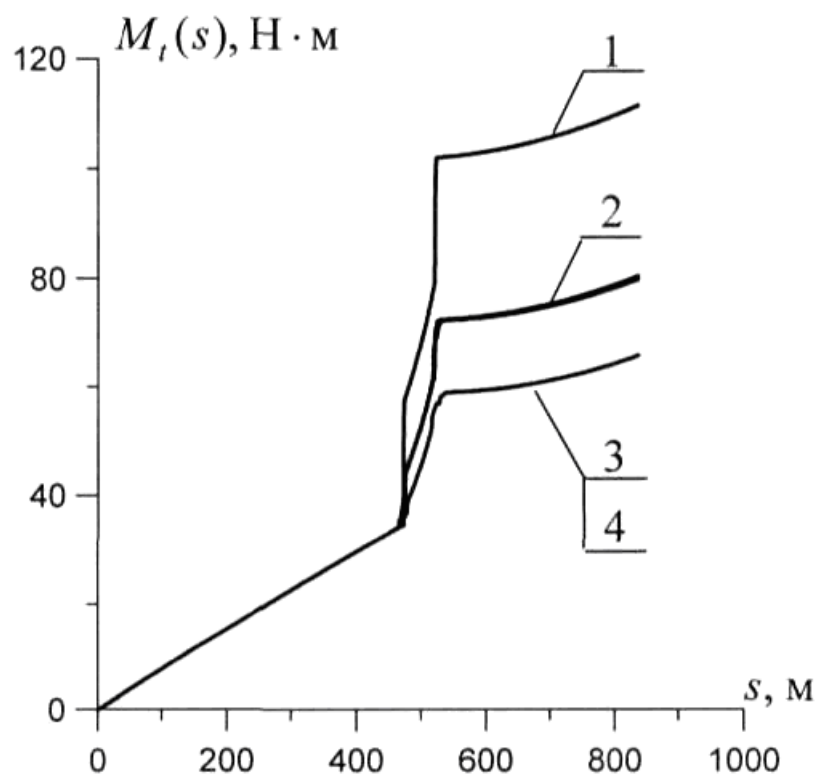
Фиг. 9



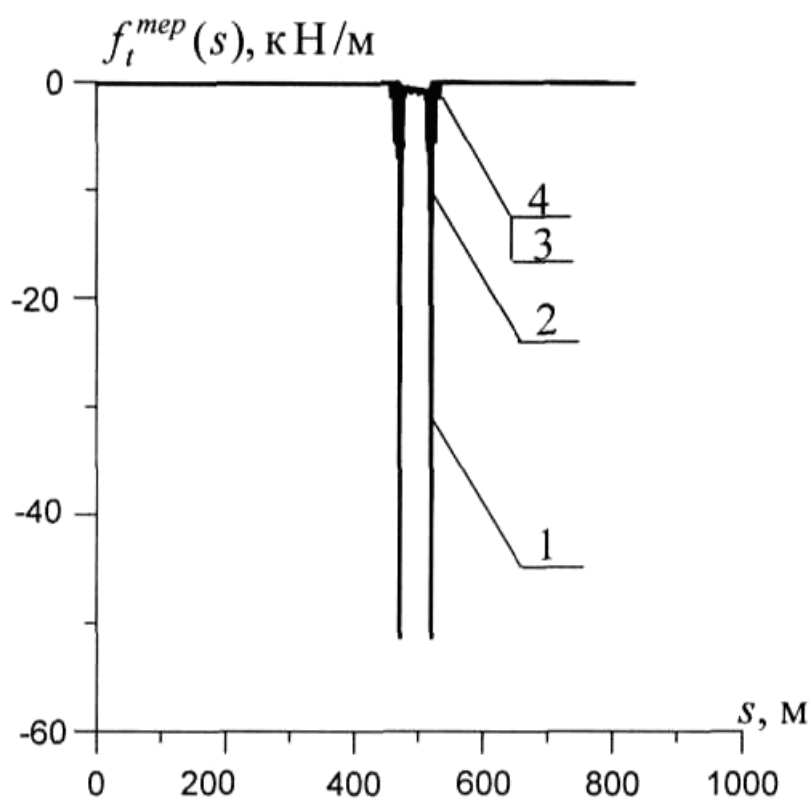
Фиг. 10



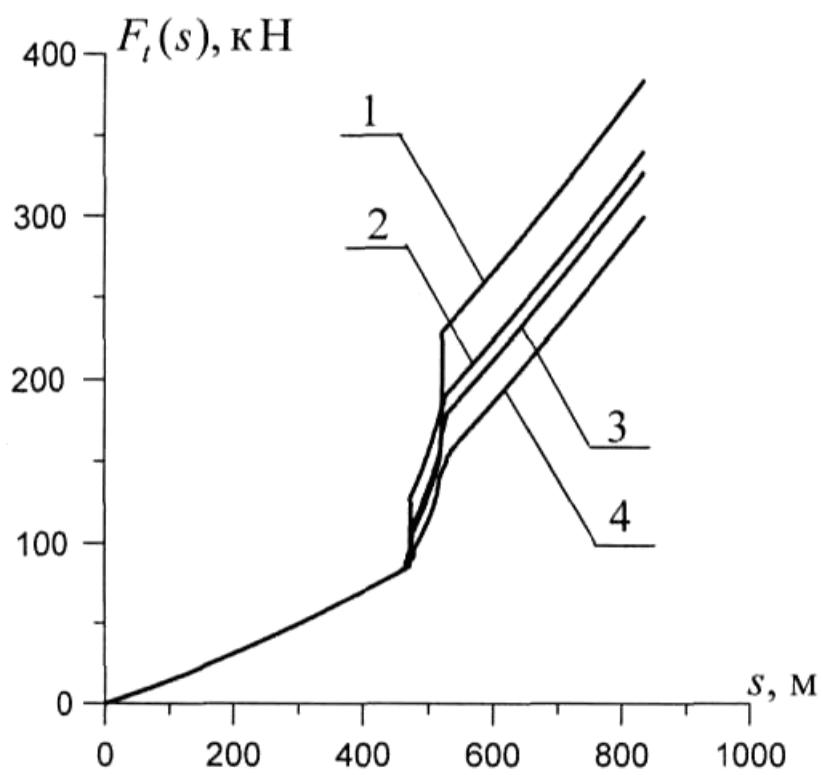
Фиг. 11



Фиг. 12



Фиг. 13



Фиг. 14

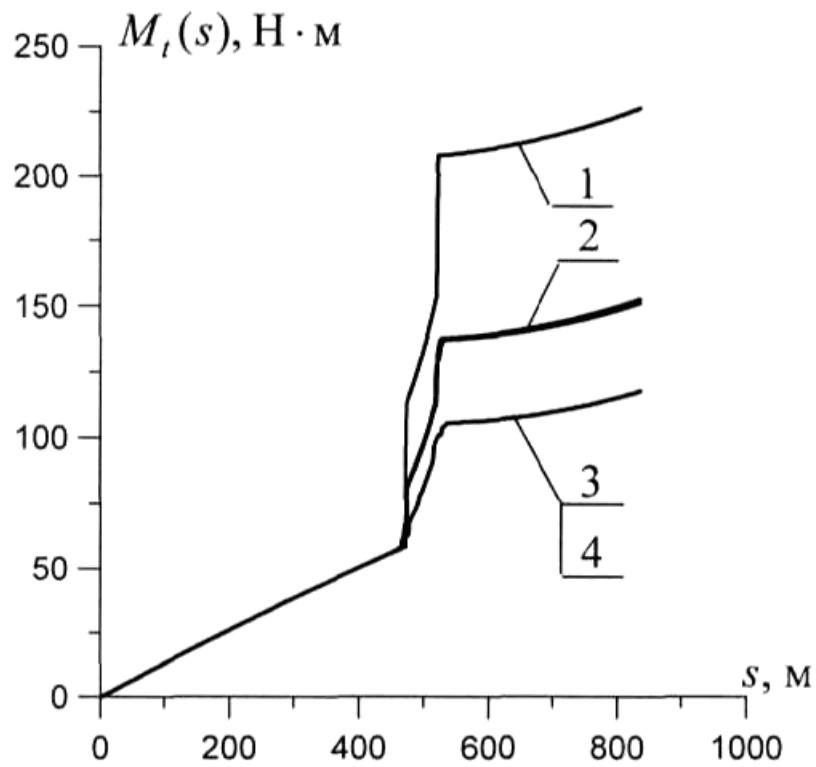


Fig. 15

Комп'ютерна верстка А. Крижанівський

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601