

УДК 622.673.3

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РЕДУКТОРА ПРИСТРОЮ ДЛЯ ЛІКВІДАЦІЇ АВАРІЙ ТРУБ У СВЕРДЛОВИНІ

С. Ю. Гаврилів

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
тел. (380) 03422 4-22-64, 4-24-53, факс. (380) 03422 4-21-39*

Розглянуто схему планетарного редуктора пристрою для відгвинчування труб. На основі проведених розрахунків на міцність зубчастого зачеплення обґрунтовано доцільність оптимізації геометричних параметрів редуктора. Визначено критерії оптимізації. Отримані теоретичні залежності оптимізації параметрів редуктора по ширині зубчастих коліс.

Планується виготовлення планетарного редуктора з оптимальними розмірами.

Ключові слова: *пристрій для ліквідації аварій, планетарний редуктор, критерії оптимізації, модуль, коефіцієнт ширини колеса.*

Розвиток нафтової і газовидобувної промисловості суттєво залежить від темпів буріння свердловин. Останні значно стримуються аваріями і ускладненнями, на ліквідацію яких витрачається 10-12% загально-го часу, що відведений на буріння свердловин.

Одними з найбільш складних робіт по ліквідації аварій є ловильні роботи. Вони пов'язані з використанням дорогого обладнання та інструменту, в тому числі бурильних труб з лівою різьбою. Так як використання цих труб є економічно не вигідним, було розроблено ряд конструкцій пристроїв, які б забезпечували проведення ловильних робіт з використанням звичайних бурильних труб з правими різьбами [1, 2, 3]. Розроблені пристрої поряд з очевидними перевагами мають суттєві недоліки:

- неможливість створення редукованого моменту, тому що передаточне число ведучої вал-шестерні до веденої дорівнює одиниці;
- неможливість розвантажити обсадну колону від натягу аварійних труб для зняття напружень в місці від'єднання нарізного з'єднання;
- неможливість здійснити розвантаження бурильної колони для зниження енерговитрат;
- створення в пристрої додаткових навантажень від тиску промивальної рідини при гідравлічному приводі фіксуючих плашок;
- відсутність надійної фіксації в обсадній колоні сепаратора сателітів планетарного редуктора при обертанні бурильної колони з вал-шестернею через невизначену опорну точку прикладення сили;

- великі навантаження на стінки обсадної колони, які можуть пошкодити її;

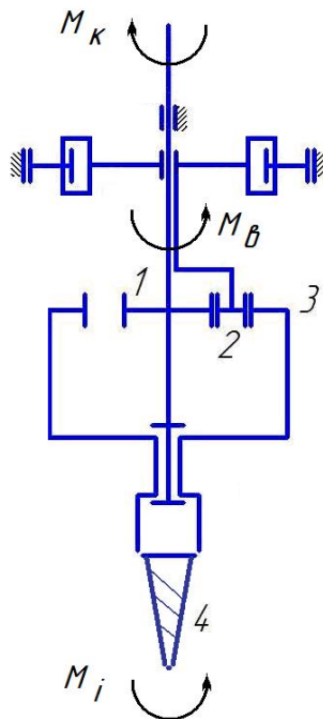
- неможливість здійснити часткове розвантаження ваги бурильної колони, призводить до великої сумарної сили тертя деталей пристрою.

Проблема створення працездатного і надійного пристрою для відгвинчування труб у свердловині не вирішена по сьогоднішній день, тому розробка такої конструкції не втратила актуальності.

Особливістю при розробці даного пристрою є необхідність забезпечення великого крутного моменту на ловильному інструменті в обсадній колоні невеликого діаметру. Крутний момент, який створює буровий ключ АКБ-3М2 при загвинчуванні труб, становить $T=2,5...30$ кН·м, а умовний діаметр обсадних колон, у яких найчастіше виникають аварії, дорівнює $D=219...340$ мм.

Найважливішим вузлом пристрою для відгвинчування труб є редуктор, який, власне, і призначений змінити правостороннє обертання бурильної колони в лівостороннє обертання ловильного інструменту.

Планетарний редуктор виконується за схемою, зображеною на рис. 1.



*1- шестерня ведуча; 2 – шестерня сателітна;
3 – шестерня ведена; 4 – інструмент ловильний*

Рис. 1. Схема планетарного редуктора

Передавальне відношення такого редуктора дорівнює відношенню чисел зубів веденого і ведучого коліс, а при використанні коліс з неко-

ригованими зубами – відношенню ділильних діаметрів веденого і ведучого коліс.

$$|i_{13}^{(H)}| = \frac{z_3}{z_1} = \frac{d_3}{d_1}. \quad (1)$$

Після розробки структурної схеми редуктора оптимізація його параметрів проводиться за умови рівномірності елементів редуктора. При цьому основними параметрами оптимізації є модуль передачі і ширина шестерні-сателіта.

Для оптимізації параметрів розглянемо залежність максимально допустимого крутного моменту на інструменті від модуля передачі виходячи із міцності ведучого вала і міцності зубів коліс.

Розглянемо планетарну передачу (рис. 2).

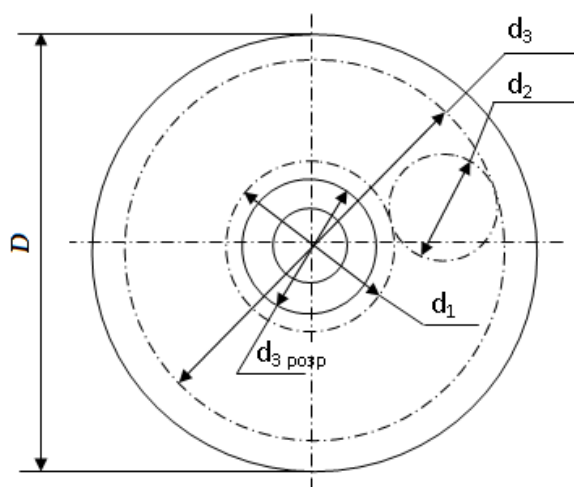


Рис. 2. Розрахункова схема оптимізації параметрів редуктора

З даної розрахункової схеми визначимо розмір $d_{3 \text{ розр}}$, по якому і будемо проводити розрахунок. Постійним є зовнішній діаметр корпуса, в якому розміщене внутрішнє колесо з ділильним діаметром d_3 . Сателіт має ділильний діаметр d_2 , а ведуче колесо – d_1 .

Приймаємо, що розрахунковий діаметр на 5 мм менший за діаметр кола впадин ведучого колеса, тобто:

$$d_{3 \text{ розр}} = d_1 - 2.4 \cdot m - 5. \quad (2)$$

Приймаємо, що діаметр кола впадин веденого колеса на 25 мм менший зовнішнього діаметра корпуса, тоді ділильний діаметр веденого колеса :

$$d_3 = D - 25 - 2.4 \cdot m. \quad (3)$$

Нехай число зубів сателіта $z_2 = z$. Тоді можна виразити залежність розрахункового діаметру від модуля передачі. З рис. 2 видно, що

$$d_1 = d_3 - 2 \cdot m \cdot z. \quad (4)$$

Розрахунок ведемо, користуючись формулою [4]:

$$\tau_{\max} = \frac{16 \cdot T \cdot 10^3}{\pi \cdot d_{3\text{розр}}^3 \cdot \left(1 - \frac{d_{BH}^4}{d_{3\text{розр}}^4}\right)}, \quad (5)$$

де T – крутний момент;

d_{BH} – внутрішній діаметр порожнистого вала;

τ_{\max} – максимальне напруження кручення, що виникає у матеріалі вала.

Враховуючи, що максимальне напруження не має перевищувати допустиме напруження кручення (для сталі 40ХН приймаємо $[\tau]=50$ МПа), маємо:

$$T = \frac{\pi \cdot d_{3\text{розр}}^3 \cdot \left(1 - \frac{d_{BH}^4}{d_{3\text{розр}}^4}\right) \cdot [\tau]}{16000}. \quad (6)$$

Момент на інструменті рівний:

$$T_I = T \cdot i_{13}. \quad (7)$$

Це крутний момент, що допускається редуктором з умови міцності ведучого вала.

Для розрахунку крутного моменту з умови міцності зубчастого зачеплення слід провести розрахунки з умов контактної міцності робочих поверхонь зубів і міцності зуба на згин. З двох отриманих таким чином крутних моментів вибираємо менший.

При розрахунку на контактну міцність скористаємося формулою [4]:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T \cdot 1000 \cdot K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} (i_{12} + 1)}{n_c d_2^2 b i_{12}}}, \quad (8)$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу коліс;

Z_H – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубів;

Z_ε – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця;

$K_{H\nu}$ – динамічний коефіцієнт;

$n_c = n_c - 0.7$ – приведене число сателітів з врахуванням нерівномірного розподілу навантаження між ними;

b – ширина сателітів, мм.

При розрахунку необхідно, щоб σ_H було менше або рівне допустимому напруженню:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\text{lim}b} K_{HL}}{[S_H]}. \quad (9)$$

Виразимо крутний момент на ведучому валі з формули (8):

$$T = \frac{(n_c - 0.7) \cdot d_2^2 \cdot b \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot [\sigma_H]^2}{2000 \cdot Z_M^2 \cdot Z_H^2 \cdot Z_\varepsilon^2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot \left(\frac{d_1}{d_2} + 1 \right)}. \quad (10)$$

Після підстановки відомих величин отримуємо розрахункову формулу:

$$T = \frac{(n_c - 0.7) \cdot d_2^2 \cdot b \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot 1.597 \cdot 10^{-3}}{\left(\frac{d_1}{d_2} + 1 \right)}. \quad (11)$$

Базовою формулою при розрахунку з умови міцності на згин зубів цьому розрахунку є формула [5]:

$$\sigma_F = 2000 \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{T \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}}{(n_c - 0.7) \cdot z_1 \cdot b \cdot m^2}, \quad (12),$$

де Y_F – коефіцієнт форми зуба;

Y_β – коефіцієнт, що враховує вплив кута нахилу у косозубих коліс;

Y_ε – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба;

$K_{F\alpha} = 0,92$ коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами;

$K_{F\beta} = 2$ при несиметричному розміщенні коліс відносно опор – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця;

K_{Fv} – динамічний коефіцієнт.

При розрахунку необхідна умова:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma^0_{Flimb}}{[S_F]}. \quad (13).$$

Виражаємо крутний момент з формули (12), підставляючи відомі дані:

$$T = \frac{(n_c - 0.7) \cdot z_1 \cdot b \cdot m^2 \cdot \sigma_F}{2000 \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}} = \frac{(n_c - 0.7) \cdot \frac{d_1}{m} \cdot b \cdot m^2 \cdot \sigma_F}{2000 \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}} = \quad (14)$$

$$= \frac{(n_c - 0.7) \cdot d_1 \cdot b \cdot m \cdot \sigma_F}{16560}.$$

Вибравши менше з двох значень отриманих моментів проводимо розрахунок крутного моменту на інструменті:

$$T_I = T \cdot \frac{d_3}{d_1}. \quad (15)$$

Дослідження і аналіз залежностей моменту на інструменті від модуля передачі для різних чисел зубів сателітів, різного числа сателітів і їх ширини проводимо в програмному середовищі для вирішення задач (PSE) *Mathcad 15*.

Для обсадної труби з умовним діаметром $D=219$ мм при мінімальній кількості зубів сателітів $z=20$, ширині сателітів $b=100 \dots 200$ мм, і кількості сателітів $n=3 \dots 5$ розрахункові залежності мають вигляд:

$$\begin{aligned}
 m &:= 2, 2.1..4 & ns &:= 3 & b &:= 100 & z &:= 20 \\
 d2(m) &:= z \cdot m & d3(m) &:= 165 - 2.4 \cdot m \\
 d1(m) &:= d3(m) - 2 d2(m) & d3r(m) &:= d1(m) - 2.4 \cdot m - 5 \\
 Tval(m) &:= \frac{\pi \cdot d3r(m)^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{40}{d3r(m)} \right)^4 \right] \cdot 50}{16000} \\
 Tvalin(m) &:= Tval(m) \cdot \frac{d3(m)}{d1(m)} \\
 Tkont(m, b, ns) &:= \frac{\left[(ns - 0.7) \cdot d2(m) \cdot b \cdot 1.597 \times 10^{-3} \right] d1(m)}{\frac{d1(m)}{d2(m)} + 1} \\
 Tzgin(m, b, ns) &:= \frac{(ns - 0.7) \cdot d1(m) \cdot b \cdot m \cdot 347.8}{16560} \\
 Tzub(m, b, ns) &:= \min(Tkont(m, b, ns), Tzgin(m, b, ns)) \\
 Tzubin(m, b, ns) &:= Tzub(m, b, ns) \cdot \frac{d3(m)}{d1(m)}
 \end{aligned}$$

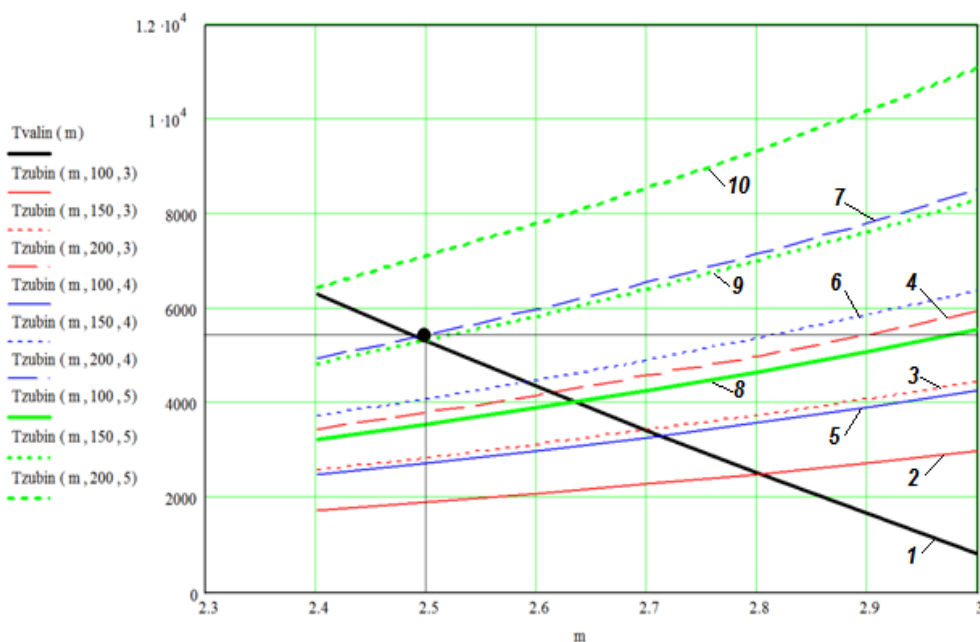
Рис. 3. Вигляд розрахункових залежностей в *PSE Mathcad 15*

За даними залежностями будуюмо графіки допустимого моменту на ловильному інструменті від модуля передачі, числа сателітів, ширини вінця сателітів при кількості зубів сателітів $z_2 = 20$ (рис. 4). Аналогічні залежності можна отримати при багатьох інших значеннях кількості зубів сателітів, які задовільняють умову:

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}. \quad (16)$$

З отриманих графіків неважко бачити, що крутний момент $T = 2,5 \text{ кН}\cdot\text{м}$ можна забезпечити різними комбінаціями значень модуля, кількості зубів сателітів, кількості сателітів та їх ширини.

Поняття оптимального розв'язку цієї задачі має на увазі вибір такого варіанту конструкції, який володіє найбільшими перевагами. При багатьох змінних проектних параметрах виникають труднощі у виявленні впливу кожного з них на критерій оптимальності. В якості критерію оптимальності можуть бути: мінімальні габарити і маси при максимальних значеннях ККД, показники технологічності і т.д. В умовах роботи пристроїв для відгвинчування труб велике значення має ширина зубчастих коліс. З рис. 4 видно, що ширина вінців сателітів коливається в широких межах і може набувати великих значень.



1 – вплив діаметра ведучої шестерні; 2 – $b=100 \text{ мм}$, $n=3$; 3 – $b=150 \text{ мм}$, $n=3$; 4 – $b=200 \text{ мм}$, $n=3$; 5 – $b=100 \text{ мм}$, $n=4$; 6 – $b=150 \text{ мм}$, $n=4$; 7 – $b=200 \text{ мм}$, $n=4$; 8 – $b=100 \text{ мм}$, $n=5$; 9 – $b=150 \text{ мм}$, $n=5$; 10 – $b=200 \text{ мм}$, $n=5$

Рис. 4. Залежність допустимого моменту на інструменті від модуля передачі, числа сателітів і ширини вінця сателіта при $z_2 = 20$

Навантаження по ширині зубця розподіляється рівномірно тільки при ідеально точному виготовленні та монтажі передачі, а також при абсолютно жорстких валах та їх опорах. У реальних передачах при навантаженні зубчасті колеса перекошуються одне відносно одного. Нерівномірність розподілу навантаження враховується коефіцієнтами $K_{H\beta}$ та

$K_{F\beta}$, які в значній мірі залежать від коефіцієнта ψ_{ba} , тобто від ширини вінця шестерень [4].

Розглянемо задачу оптимізації по ширині зубчастого вінця сателітів. В цьому випадку цільова функція матиме вигляд:

$$b = \psi_{ba} \cdot a_w. \quad (17)$$

Міжосьова відстань між центрами коліс із зовнішнім зачепленням [4]:

$$a_{w12} \geq K_a \cdot (i_{12} + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot K_{H\beta} \cdot K_w}{\psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot i_{12} \cdot n}}. \quad (18)$$

де K_w – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами;

K_a – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями.

З рівняння (18) після деяких перетворень знаходимо:

$$\psi_{ba} = \frac{16 \cdot T_I \cdot K_{H\beta} \cdot K_a^3 \cdot z_1^2}{m^3 \cdot z_1^3 \cdot (z_3 - z_1) \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot n \cdot \eta^2 \cdot z_3}. \quad (19)$$

де η – коефіцієнт корисної дії зубчастої передачі.

Міжосьова відстань:

$$a_{w12} = \frac{m \cdot (z_1 + z_3)}{4}. \quad (20)$$

Після підстановки відомих даних рівняння (17) набуває вигляду

$$b = \frac{A \cdot (m z_1 + d_3)}{m z_1 \cdot (d_3 - m z_1)}. \quad (21)$$

Для пошуку оптимальних значень змінних, які входять в рівняння (21) застосовуємо систему комп'ютерної алгебри *Maple 15*. Екстремум функції $b = f(m, z_1)$ шукаємо за допомогою похідних по аргументах:

$$\text{diff} \left(\frac{A \cdot (m z_1 + d_3)}{m z_1 \cdot (d_3 - m z_1)}, m \right) = \frac{B \cdot (C \cdot m^2 z_1^2 + K \cdot m z_1 - M)}{m^2 z_1 \cdot (m z_1 - d_3)^2} = 0. \quad (22)$$

$$\text{diff} \left(\frac{A \cdot (m z_1 + d_3)}{m z_1 \cdot (d_3 - m z_1)}, z_1 \right) = 0. \quad (23)$$

Рівняння мають один дійсний розв'язок

$$m = \frac{d_1}{z_1}. \quad (24)$$

Отже розв'язком рівняння (21) є величина ділильного діаметра ведучої шестерні, на якому в межах області визначення можна вибрати пару значень m і z_1 , які задовільняють рівняння (24).

Очевидно, що значення m і z_1 повинні забезпечувати вимоги [4]:

$$z_1 \geq 17; z_2 \geq 20; z_3 \geq 85; z_3 - z_2 \geq 8, \sin \frac{\pi}{n} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}; \frac{z_1 \cdot i_{13}}{n} (1 + np) = C.$$

В координатах (m, z_1) розв'язок рівняння оптимізації представляє собою гіперболу, по якій поверхня цільової функції (21) дотикається до площини, паралельної площині (m, z_1) .

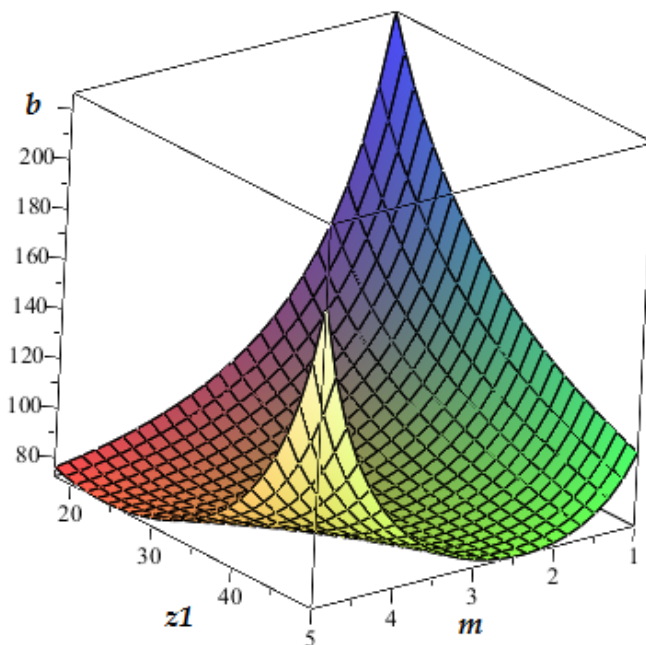


Рис. 5. Графік поверхні цільової функції

Висновки

Проведена оптимізація геометричних параметрів планетарного редуктора по ширині зубчастого вінця сателітів з умов міцності зубів на згин та контактну міцність. Отримані теоретичні залежності для визначення мінімальної ширини вінця зубчастих коліс. Розв'язки рівняння оптимізації представляють собою гіперболу, по якій поверхня цільової функції дотикається до площини, паралельної до площини аргументів.

Література

1. Пат. 45428 МПК E21B 31/00, Пристрій для розгвинчування труб у свердловині. / І.С. Шпахтер, А.Г. Нагієв (Україна); заявник і патенто-власник Акціонерне товариство «Укргазпром» Український науково-дослідний інститут природних газів. – опубл. 15.04.2002 р., Бюл. № 4.
2. Патент на корисну модель 35921. Україна, МПК E21B 31/00, Пристрій для відкручування труб у свердловині / Р.С. Яремійчук, Т.Р.Шандровський, І.В.Воевідко, Я.Я.Якимечко. – опубл. 16.04.2001р. Бюл. № 3.

3. Патент на корисну модель 62159. Україна, МПК E21B 31/00, Пристрій для розкручування труб в свердловині / В.П.Троцький, Є.В.Троцька – заявник і патентовласник Акціонерне товариство «Укргазпром» Український науково-дослідний інститут природних газів. опубл. 16.04.2001 р. Бюл. № 3.
4. Сенчішак В.М. Проектування механічних передач. Навчальний посібник / В.М. Сенчішак, В.Т. Іващенко. – Івано-Франківськ: Нова зоря, 2009. – 420 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії 18.12.14 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., професором **Петриною Ю.Д.**,
д.т.н. **Куцяком Я.В.** (м. Київ)*

GROUND OF PARAMETERS OF REDUCING GEAR OF DEVICE FOR LIQUIDATION OF FAILURES OF PIPES IN MINING HOLE

S. Y. Gavryliv

*Ivano-Frankivs'k National Technical University of Oil and Gas;
76019, Ivano-Frankivs'k, Carpathians str., 15;
ph. +380 (3422) 4-22-64, 4-24-53; fax. +380 (3422) 4-21-39*

The scheme of planetary gear unit device for unscrewing pipes have been considered. On the basis of the strength tothing calculations optimization expediency of gear unit geometrical parameters have been developed. The criteria optimization have been determined. The theoretical dependence of optimization parameters of the gear unit depending on the gears width have been received.

It is planned to manufacture planetary gearbox with optimal size.

Key words: *device for emergency response, planetary gear, criteria optimization, module, width ratio of the wheel.*