

## РАЦІОНАЛІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОТЕКТОРА ІЗ ВРАХУВАННЯМ ПРИНЦИПІВ КОНСТРУЮВАННЯ ТУРБІН ТУРБОБУРІВ

С.Ю. Онищук

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42166,  
e-mail: koreyb@nung.edu.ua

*Обґрунтовується вибір параметрів протектора, призначеного для створення крутного моменту і передавання його колоні насосних штанг. За основу взято теорію розрахунку та конструювання турбін турбобурів. Також використано теорію розрахунку осевих турбін для визначення впливу параметрів протектора на величину крутного моменту.*

Ключові слова: протектор, насосна штанга, лопать, крутний момент, осьова турбіна

*Обосновывается выбор параметров протектора, предназначенного для создания крутящего момента и передачи его колонне насосных штанг. Основоположной является теория расчёта и конструирования турбин турбобуров. Также использована теория расчёта осевых турбин для определения влияния параметров протектора на величину крутящего момента.*

Ключевые слова: протектор, насосная штанга, лопасть, крутящий момент, осевая турбина

*The ground of choice of parameters of the protector intended for creation of torque and its transmission to column of sucker rods is given in the article. For the basis the theory of calculation and constructing of turbines of turbodrills is taken. The theory of calculation of axial turbines is also used for determination of protector parameters influence on the value of moment.*

Keywords: protector, sucker rod, vane, torque, axial turbine

Застосування протекторів дає змогу створити рівномірно розподілений по довжині ділянки колони насосних штанг додатковий крутний момент при взаємодії протекторів із потоком рідини всередині насосно-компресорних труб. Наявність крутного моменту дає змогу зменшити навантаження на обертач колони насосних штанг, встановлений на канатній підвісці, і забезпечити дотягування муфтових з'єднань штанг під час роботи насосної установки. Крім того, протектори забезпечують видалення відкладень парафіну на стінках насосно-компресорних труб та зменшують інтенсивність відкладення парафіну завдяки турбулентності потоку рідини після виходу з каналів протектора. Геометричні параметри протектора значною мірою впливають на величину створюваного ним гідравлічного опору, а значить, і на величину збільшення навантаження на привод насосної установки, тому їх визначення є актуальною проблемою.

Детальний огляд та аналіз існуючих конструкцій протекторів насосних штанг проведено в [1]. Тут же визначено величину гідравлічного опору кожної з моделей і проведено аналіз впливу на неї геометричних параметрів протектора. Опис конструкцій протекторів та їх геометричні параметри викладені також в каталогах фірм-виробників. Теорія осевих турбін, призначення яких є спорідненим до призначення протекторів для створення додаткового крутного моменту, подана в [2, 3].

Метою статті є обґрунтування вибору параметрів протектора, призначеного для обертання колони насосних штанг. На основі принципів конструювання турбін турбобурів і теорії осевих турбін слід сформулювати рекомендації

щодо вибору раціональних геометричних параметрів протектора, гратки лопатей.

Розглядуваний протектор колони насосних штанг являє собою суцільну циліндричну конструкцію з лопатями, яка кріпиться на тілі насосних штанг та під час руху колони штанг вниз створює крутний момент, дія якого змушує обертатися колону насосних штанг.

З огляду на спорідненість призначення конструкції протектора насосних штанг (рис. 1) і турбін турбобурів, застосуємо принципи проектування турбін для вибору раціональних параметрів протектора.

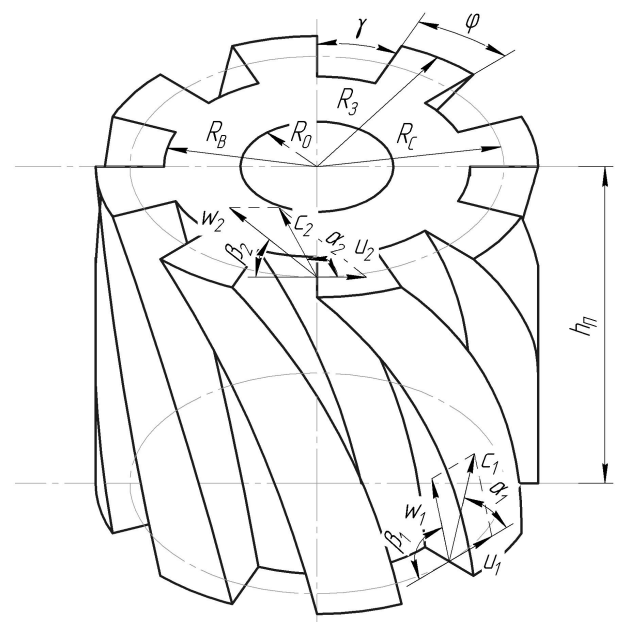


Рисунок 1 – Схема протектора

1) Профілювання гратки лопатей протектора. Задача профілювання гратки лопатей протектора полягає в забезпеченні заданих трикутників швидкостей за мінімальних втрат енергії. Профіль гратки повинен бути обмежений плавними лініями. При цьому слід уникати різкої зміни кривизни при спряженні дуг [2].

Як криву, що описує спинку лопаті гратки рекомендується використовувати параболу другого порядку або лемінесканту. Можливе утворення лінії спинки лопаті дугами спряжених кіл. Увігнута поверхня профіля утворюється параболою або дугами кіл.

З метою забезпечення безударного входу потоку в гратку, профіль спроектовано так, щоб напрям потоку на вході був дотичним до середньої лінії профілю [2].

Канал граток виконано з достатнім наближенням до постійної ширини.

2) Вибір осьової висоти протектора. Обмеження, що накладаються на гратку лопатей умовами експлуатації та технологією виготовлення протектора, диктують необхідність максимально ефективного використання його осьових габаритів. Очевидно, що для покращення енергетичної характеристики протектора при збереженні або зменшенні його осьової висоти слід прагнути до збільшення енергетичних параметрів, які припадають на одиницю довжини протектора. Останнє може бути досягнуто зменшенням осьової висоти за умови збереження енергетичних показників і забезпечення досить високого значення ККД. Підвищення ККД можливе завдяки зменшенню відносної величини кінцевих та віялоподібних втрат [2].

Величину осьової висоти протектора можна визначити із умови забезпечення плавного переходу від напрямку каналу на вході до напрямку каналу на виході [2] та на основі даних про осьові габарити існуючих конструкцій протекторів.

3) Вибір кроку в гратці профілів. Розрахункове значення величини крутного моменту, створюваного протектором, не залежить від кількості його лопатей. Однак, розглянувши втрати енергії в гратці профілів [2], бачимо, що величина кроку в гратці профілів суттєво впливає на величину профільних втрат енергії рідини.

Розгляд епюр тисків за профілем в гратці свідчить, що довжина криволінійних ділянок, величина максимуму, градієнти тиску на значній частині обводу профілю суттєво змінюються у разі зміни кроку гратки. Характер зміни епюр тиску різний для різних типів профілів. Зазвичай зі збільшенням кроку спостерігається зміщення точки мінімуму тиску до вхідної грані лопаті і збільшення абсолютної величини розрідження, що може викликати додаткові втрати, пов'язані з відривом потоку. Однак у разі збільшення кроку знижується відносна величина сили тертя, яка виникає поблизу поверхні лопаті.

Для профілю будь-якої форми існує свій оптимальний крок, для якого профільні втрати будуть мінімальними.

Визначення оптимального відносного кроку може бути проведено найбільш надійно шляхом продування гратки з різним кроком на аеродинамічному стенді.

Аналітично величину оптимального кроку в гратці профілів можна визначити за формулою:

$$t_{\text{опт}} = \frac{1}{2} \cdot c_H \cdot \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2 \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2)} \cdot h_{\text{п}}, \quad (1)$$

де:  $t$  – величина кроку;

$c_H$  – коефіцієнт навантаження.

На основі експериментальних даних визначено величину  $c_H$  [2], яку слід приймати в межах  $c_H = 0,9 - 1,1$ .

4) Визначення величини радіального проміжку між протектором і НКТ. Величина радіального проміжку між стінкою НКТ і зовнішнім циліндром протектора. Чим більша величина зовнішнього радіуса протектора, тим вище значення створюваного ним крутного моменту (відповідно значення радіального проміжку зменшується). Отже, чим менше значення радіального проміжку між протектором і НКТ, тим вищим є створюваний крутний момент.

Для турбін турбобурів радіальний проміжок  $\delta$  рекомендують приймати в межах 0,75-1 мм.

5) Визначення товщини профілю лопаті. На основі рекомендацій, виведених під час експериментальних випробувань турбін турбобурів [2], доцільним є застосування тонкого профілю лопаті із значенням відносної його товщини в межах 0,15-0,25, за яких ККД гратки лопатей є найвищим.

Відносна товщина лопаті визначається за формулою:

$$\bar{c} = \frac{c}{b}, \quad (2)$$

де:  $c$  – товщина профілю лопаті;

$b$  – хорда лопаті.

6) Визначення товщини вхідної облямівки. Збільшення товщини вхідної грані призводить до зростання профільного опору і, як наслідок, до зниження загального ККД гратки профілів.

Лопаті проектуються так, щоб напрям потоку на вході в гратку був дотичним до середньої лінії профілю. При цьому дотримується умова так званого безударного входу.

Значення радіуса вхідної грані розраховується за формулою

$$r_{\text{ВХК}} = \bar{r}_{\text{ВХК}} \cdot b, \quad (3)$$

де:  $\bar{r}_{\text{ВХК}}$  - відносний радіус вхідної грані;

$b$  – хорда лопаті.

Для турбін турбобурів значення відносного радіуса вхідної грані рекомендовано приймати в межах  $\bar{r}_{\text{ВХК}} = 0,04 - 0,05$  [2]. У випадку конструювання гратки лопатей протектора значення радіуса вхідної грані може перевищувати рекомендоване для полегшення виготовлення протектора та підвищення стійкості до спрацювання.

7) Визначення товщини вихідної грані. Для зменшення втрат, зумовлених скінченною товщиною вхідної грані, потрібно максимально можливо зменшити її, що з іншого боку, обмежується можливостями технології виготовлення і умовою забезпечення стійкості проти спрацювання. Практично в турбобурах товщина вихідної грані виконується в межах 1-1,2 мм. Застосування пластмас для виробництва турбін дає змогу зменшити товщину вихідних грані до 0,7-0,8 мм.

Зазвичай відносна величина радіуса, який описує вихідну грань, лежить для турбін турбобурів в межах  $\bar{r}_{ВИХК} = 0,03 - 0,02$  :

$$\bar{r}_{ВИХК} = \frac{r_{ВИХК}}{b}, \quad (4)$$

де  $r_{ВИХК}$  – радіус вихідної грані.

Для нашого випадку, можна відступити від вказаних рекомендацій в бік збільшення радіуса вихідної грані для забезпечення більшої міцності на згин та полегшення виготовлення протектора.

Сформулюємо також рекомендації щодо вибору раціональних параметрів протектора, які впливають із формули для визначення величини крутного моменту, створюваного протектором, взятої із теорії осьових турбін [3]:

$$M_{кр} = R_C \cdot Q_T \cdot \rho \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1), \quad (5)$$

де:  $R_C$  – середній радіус лопаті протектора (рис. 1);

$Q_T$  – витрата рідини через канали протектора;

$\rho$  – густина рідини;

$w_1, w_2$  – швидкість рідини на вході і виході з каналу між лопатями;

$\beta_1, \beta$  – кут нахилу грані лопаті до горизонтальної площини на вході і виході з протектора.

Величина крутного моменту не залежить від кількості лопатей протектора за постійного коефіцієнта співвідношення між кутом, утвореним гранями лопаті, і кутом, утвореним гранями каналу. Однак теорія розрахунку крутного моменту осьової турбіни [3] містить допущення про те, що в розрахунковій моделі протектор складається із нескінченного числа нескінченно тонких лопатей. З огляду на вказане припущення, чим більшим буде реальне число лопатей, тим ближчим буде реальне значення крутного моменту до розрахункового значення. Тому тут умовою раціоналізації є наявність такого максимального числа лопатей, за якого товщина лопаті буде мати достатню міцність на згин у ході експлуатації.

Залежність між величиною крутного моменту і кутом, утвореним гранями лопаті нелінійна і має максимум, за координатами якого можна визначити раціональне значення вказаного кута ( $\gamma \approx 10^\circ$ ). З огляду на вплив вказаного кута на величину гідравлічного опору протектора та ризик закупорювання каналу між лопатями парафіновими відкладеннями, слід

відступити від розрахованого раціонального значення кута в бік збільшення каналу між лопатями. З огляду на схожість призначення описаної конструкції протектора і турбін турбобурів, значення кута  $\gamma$  приймемо згідно з теорією конструювання турбін турбобурів  $\gamma = 37^\circ$  [2], при цьому значення середнього крутного моменту буде меншим від пікового значення на 40%, однак у такий спосіб ми уникаємо ризику закупорювання каналу парафіністими сполуками і зменшимо гідравлічний опір протектора.

Залежність між величиною крутного моменту, створюваного лопатями протектора, і величиною внутрішнього радіуса лопаті нелінійна і має максимум, за координатами якого можна визначити раціональне значення внутрішнього радіуса лопаті протектора. Однак з огляду на ризик закупорювання каналу між лопатями протектора парафіновими сполуками, величину внутрішнього радіуса лопаті можна прийняти меншою за раціональне значення, що зменшить ризик закупорювання каналу між лопатями.

У разі збільшення величини зовнішнього радіуса лопаті протектора величина крутного моменту, створюваного протектором, постійно зростає. Величину зовнішнього радіуса лопаті протектора слід приймати із умови забезпечення мінімального розміру радіального проміжку між стінками НКТ і зовнішньою циліндричною поверхнею протектора.

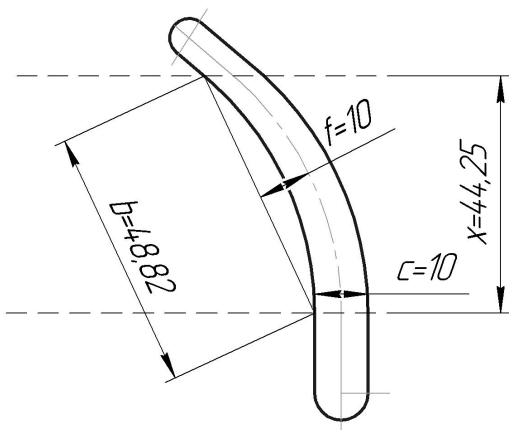
Зі зміною кута між напрямом грані лопаті до горизонтальної площини на вході в протектор від  $0^\circ$  до  $180^\circ$ , крутний момент постійно зростає. Однак раціональне значення кута нахилу грані лопаті до горизонтальної площини на вході в протектор слід вибрати із умови безударного входу рідини в канал між лопатями протектора [2] (напрямок потоку на вході дотичний до середньої лінії профілю), в даному випадку кут приймемо рівним  $\beta_1 = 90^\circ$ .

При зміні кута між напрямом грані лопаті до горизонтальної площини на виході з протектора від  $0^\circ$  до  $90^\circ$ , крутний момент постійно зменшується. З іншого боку, конфігурація каналу між лопатями протектора впливає на величину гідравлічного опору протектора.

На основі наведених вище рекомендацій щодо раціональних параметрів протектора та ґратки лопатей, виберемо параметри протектора для насосних штанг діаметром 19 мм для роботи в НКТ внутрішнім діаметром 62 мм.

Розмір осьової висоти протектора взято рівним 75 мм із умови забезпечення плавного переходу від напрямку лопаті на вході до напрямку на виході з протектора. При цьому осьова висота зони викривлення потоку становить 44,25 мм (рисунк 2).

Кількість лопатей приймемо рівною 6. Така кількість забезпечує достатню ширину каналу між лопатями для запобігання закупорюванню каналу між лопатями парафіновими сполуками. Така кількість лопатей дає змогу витримати таку їх товщину, яка забезпечує їх міцність на згин і стійкість до спрацювання.



$b$  – хорда лопаті;  $f$  – максимальне відхилення лопаті;  $c$  – товщина профілю лопаті;  $x$  – висота зони викривлення потоку

**Рисунок 2 – Лопать протектора**

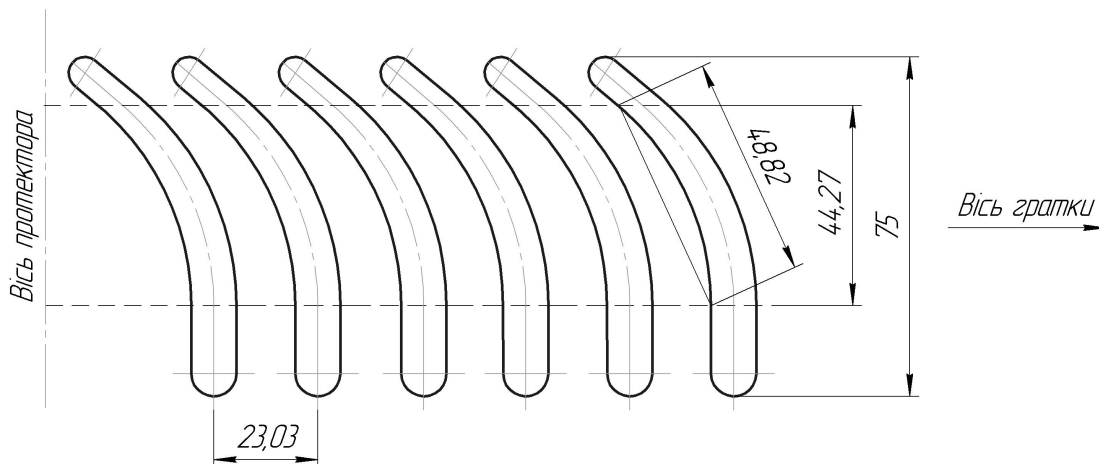
Товщину профілю лопаті приймемо рівною 10 мм (рис. 3) на основі рекомендацій [2]. Слід зауважити, що тут ми здійснили перехід від прийнятої на початку розділу моделі протектора (рис. 1), в якій переріз лопаті був секторним, до лопатей з прямокутним перерізом із заданою товщиною. Даний перехід зумовлений рекомендаціями щодо конструювання турбін турбобурів і завдяки схожості обидвох моделей між собою, істотно не впливатиме на розрахункові параметри.

Величину внутрішнього радіуса протектора приймемо рівною 22 мм. Така величина радіуса забезпечить достатню глибину каналу між лопатями для зниження ризику закупорення каналу парафіновими сполуками.

Величину зовнішнього радіуса протектора приймемо рівною 30 мм з умови забезпечення радіального проміжку близько 1 мм між торцями лопатей і НКТ.

Кут нахилу лопаті на вході в протектор приймемо рівним  $90^\circ$  із умови забезпечення безударного входження рідини в канал між лопатями.

Кут нахилу лопаті на виході з протектора приймемо рівним  $40^\circ$  на основі рекомендацій щодо конструювання турбін турбобурів [2].

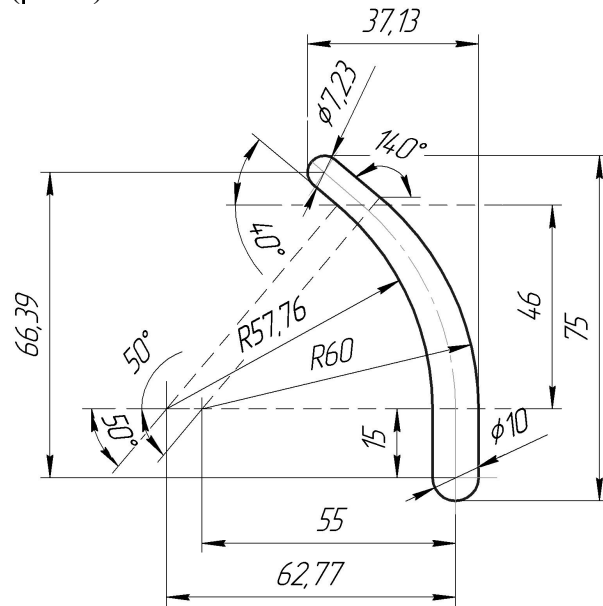


**Рисунок 3 – Гратка лопатей протектора**

Профіль ґратки лопатей протектора виконано так, що вона окреслюється плавними лініями [2]. Як криву, що описує спинку лопаті ґратки, використано дуги спряжених кіл. Канал ґраток виконано з достатнім наближенням до постійної ширини.

Крок ґратки профілів за рекомендаціями [2] за формулою (1) приймемо рівним 23,03 мм (рис. 3). Для підстановки в формулу за величину висоти протектора приймемо висоту зони викривлення потоку.

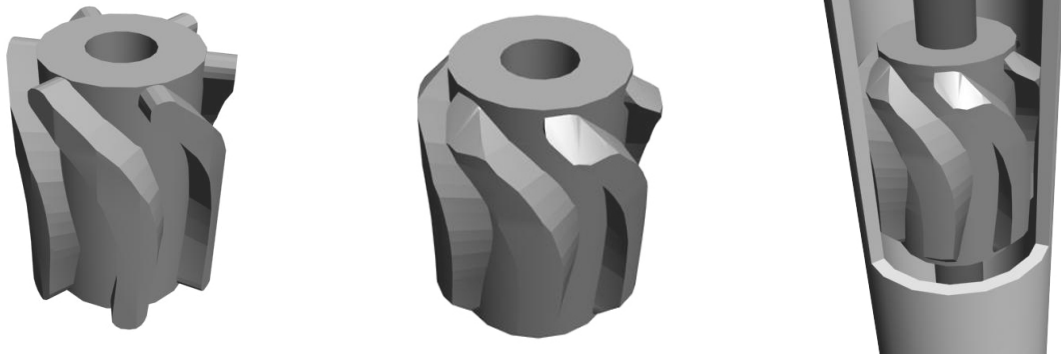
Радіус кола вхідної грані приймаємо рівним 5 мм, радіус кола вихідної грані – 3,615 мм (рис. 4).



**Рисунок 4 – Розміри профіля лопаті протектора**

Тривимірну модель протектора з вибраними вище параметрами наведено на рисунку 5, а.

Для зменшення ймовірності заклинювання протектора у момент проходження місця з'єднання НКТ, покращення його обтічності та зменшення спрацювання лопатей на торцях протектора знято фаски довжиною 8 мм кут  $45^\circ$  (рис. 5, б).



а – протектор без фаски

б – протектор з фаскою

в – розріз НКТ із протектором

Рисунок 5 – Тривимірна модель протектора

### Висновок

Отже, в статті обґрунтовується вибір параметрів протектора насосних штанг, який призначений для створення крутного моменту і передавання його колоні насосних штанг. На основі теорії конструювання турбін турбобурів сформульовано рекомендації щодо побудови гратки лопатей протектора, профілю лопаті для параметрів типової свердловини (внутрішній діаметр НКТ – 62 мм, діаметр тіла насосних штанг – 19 мм):

- профіль гратки лопатей обмежено плавними лініями;
- як крива, що описує спинку лопаті гратки, використано дуги спряжених кіл;
- профіль спроектовано так, щоб напрям потоку на вході був дотичним до середньої лінії профілю;
- канал гратки виконано з достатнім наближенням до постійної ширини;
- осьова висота протектора вибрана із умови забезпечення плавного переходу від напрямку каналу на вході до напрямку каналу на виході, також на основі даних про осьові габарити існуючих конструкцій протекторів  $h_{II} = 75$  мм;

- визначено величину кроку гратки профілів:  $t = 23,03$  мм;

- визначено величину радіального проміжку між торцем лопаті і стінкою НКТ:  $\delta = 1$  мм;

- визначено товщину профілю лопаті  $c = 10$  мм, товщину вхідної та вихідної граней  $r_{BX} = 5$  мм,  $r_{ВЛX} = 3,1$  мм.

- обґрунтовано раціональне значення кількості лопатей  $n = 6$ ;

- обґрунтовано раціональні значення кутів між гранями міжлопатевого каналу в перерізі  $\gamma = 37^\circ$ ;

- визначено раціональні значення внутрішнього і зовнішнього радіуса лопаті протектора  $R_B = 22$  мм і  $R_3 = 30$  мм;

- обґрунтовано вибір кутів нахилу лопаті до горизонтальної площини на вході і на виході з протектора  $\beta_1 = 90^\circ$ ,  $\beta_2 = 40^\circ$ .

На основі наведених вище параметрів побудовано гратку профілів протектора, тривимірну модель протектора.

### Література

1 Копей В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафіністих нафт : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.12 / Копей Володимир Богданович. – Івано-Франківськ, 2004. – 167 с.

2 Любимов Г.А. Теория и расчет осевых многоступенчатых турбин турбобуров / Г.А. Любимов, Б.Г. Любимов. – Л.: Гостоптехиздат, 1963. – 180 с.

3 Угинчус А.А. Гидравлика и гидравлические машины / А.А. Угинчус. – Харків: в-во Харківського у-ту, 1970. – 396 с.

Стаття поступила в редакційну колегію  
23.06.10

Рекомендована до друку професором  
**Б. В. Копесм**