

УДК 621.825

Проценко В.О., к.т.н., Самойленко Л.К., к.т.н., Бабій М.В., к.т.н.  
Херсонська державна морська академія**АНАЛІЗ ВІДМОВ ТА НАПРЯМКИ УДОСКОНАЛЕННЯ  
ВІДЦЕНТРОВИХ МУФТ СЕПАРАТОРІВ СУДНОВИХ  
ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК**

***Анотація.** Робота відноситься до галузі машинознавства та деталей машин. Проаналізовані основні відмови відцентрових муфт сепараторів суднових енергетичних установок. За рахунок виконання теоретичних досліджень показана недосконалість структури відомих конструкцій фрикційних відцентрових муфт сепараторів. Так, наявність у механізмах муфт надлишкових зв'язків є причиною відсутності можливості самоустановки їх деталей. Це спричиняє нерівномірне навантаження фрикційних колодок та нерівномірний знос поверхонь тертя. В роботі запропоновано удосконалити конструкцію муфт за рахунок оснащення їх канатними елементами, що сполучають фрикційні колодки з ведучими напівмуфтами. Встановлено, що таке удосконалення повністю ліквідує надлишкові зв'язки, а відтак дозволяє забезпечити самоустановку деталей муфти. Це може стати причиною забезпечення рівномірності розподілу навантаження та зносу фрикційних поверхонь та відповідно підвищити безвідмовність муфт.*

***Ключові слова:** відцентрова муфта, канат, структура, надлишкові зв'язки, износ.*

***Аннотация.** Работа относится к области машиноведения и деталей машин. Проанализированы основные отказы центробежных муфт сепараторов судовых энергетических установок. За счет выполнения теоретических исследований показано несовершенство структуры известных конструкций фрикционных центробежных муфт сепараторов. так, наличие в механизмах муфт избыточных связей является причиной отсутствия возможности самоустановки их деталей. Это становится причиной неравномерной нагрузки фрикционных колодок и неравномерного износа поверхностей трения. В работе предложено усовершенствовать конструкцию муфт за счет оснащения их канатными элементами, соединяющими фрикционные колодки с ведущими полумуфтами. Установлено, что такое усовершенствование полностью ликвидирует избыточные связи, а значит позволяет обеспечить самоустановку деталей муфты. Это может стать причиной обеспечения равномерности распределения нагрузки, а также износа фрикционных поверхностей и соответственно повысить безотказность муфт.*

---

**Ключевые слова:** центробежные муфта, структура, избыточные связи, износ.

**Annotation.** *The article treats to area machinery, namely to the theory of mechanisms and part of machines. The basic refusals of centrifugal coupling of ship power plants separators are analysed. At the expense of execution of theoretical probes imperfection of known constructions frictional centrifugal couplings structure of separators is shown. So, presence in mechanisms of couplings redundant links is at the bottom of absence of possibility self-installation their details. It becomes the reason of a non-uniform load of frictional carrier sockets and non-uniform deterioration of friction surfaces. In operation it is offered to improve a construction of clutches at the expense of their equipment канатными the elements connecting frictional carrier sockets with leading semicouplings. It is fixed that such modernization completely liquidates redundant links so allows to ensure self-installation of details of a couplings. It can become the reason of security uniformity distribution of a load, and also deterioration of frictional surfaces and to raise non-failure operation of couplings.*

**Keywords:** *centrifugal coupling, structure, redundant links, deterioration.*

**Вступ.** Обладнання суднових енергетичних установок є найбільш напруженим та відповідальним серед іншого енергетичного обладнання оскільки воно при невеликих габаритах має високу потужність та продуктивність, а від його безвідмовності залежить безпека екіпажу та навколишнього середовища. З огляду на це, підвищення безвідмовності цього обладнання створює резерв для збільшення безпеки морських транспортних та пасажирських перевезень.

**Постановка задачі.** Одними з найбільш навантажених елементів енергетичних установок є відцентрові сепаратори палива та мастила. Так сепаратори циркуляційного мастила головних та допоміжних дизелів, що використовують важке паливо, працюють практично безперервно. Сепаратори палива працюють з періодично із пусками та зупинками. Оскільки барабан сепаратора має великий момент інерції, то для уникнення пускових перевантажень їх привід зазвичай оснащений фрикційною муфтою відцентрового принципу дії, яка забезпечує плавний розгін барабана і запобігання перевантаженням під час роботи сепаратора. Конструкція цих муфт може бути різноманітною, проте основними їх елементами є колодки, які своєю зовнішньою фрикційною поверхнею контактують з внутрішньою фрикційною поверхнею чашоподібної напівмуфти. Довговічність колодок муфти (а саме їх фрикційних накладок) визначає безвідмовність та міжремонтний період всього сепаратора, оскільки

відсоток їх відмов доходить до 20% від загальної кількості відмов по сепараторам [1, 2].

З огляду на це, метою даної роботи є аналіз та встановлення причин відмов та напрямків удосконалення відцентрових фрикційних муфт на прикладі муфт сепараторів палива та мастила.

**Виклад основного матеріалу.** Для прикладу розглянемо муфту відцентрового сепаратора СЦ-1,5 (рис. 1), достатньо поширеного на суднах транспортного флоту. Вона (рис. 2) містить ведучу напівмуфту, встановлену на вал привідного електродвигуна, в радіальні отвори якої своїми циліндричними шипами встановлені колодки, які на своїй зовнішній поверхні мають пригвинчені фрикційні накладки. Колодки за рахунок зазорів у посадці їх шипів у радіальних отворах ведучої напівмуфти мають можливість радіального переміщення під дією відцентрових сил, що виникають при обертанні муфти. Колодки своєю зовнішньою поверхнею контактують з внутрішньою циліндричною поверхнею веденої напівмуфти, встановленої на горизонтальний вал сепаратора.



Рис. 1 – Загальний вид відцентрового сепаратора СЦ-1,5

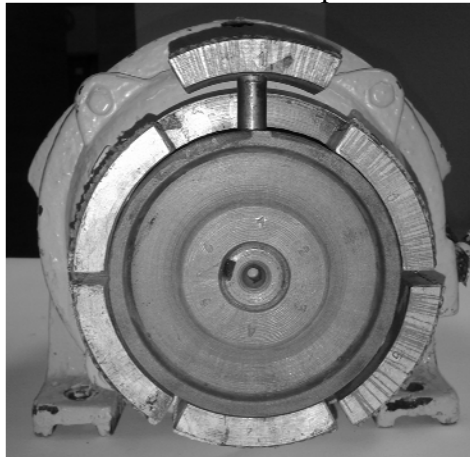


Рис. 2 – Загальний вид фрикційної муфти сепаратора СЦ-1,5 (ведена напівмуфта відсутня)

Формально, ковзання фрикційних накладок колодок відносно циліндричної поверхні веденої напівмуфти відбувається тільки під час пуску сепаратора, проте фактично і після розгону сепаратора, при сталій частоті обертання електродвигуна та ведучої напівмуфти, виникає ковзання у цьому номінально нерухомому контакті, викликане динамічними явищами у приводі сепаратора. Не вдаючись у аналіз широкого спектру вказаних впливів на стан фрикційних накладок, розглянемо результат їх дії – знос.



Рис. 3 – Стан фрикційної накладки колодки

На рис. 3 показано стан фрикційної накладки після невеликого наробітку. На фото видно, що знос накладки нерівномірно розподілений як по її довжині так і по ширині. Такий характер зносу свідчить про відсутність можливості самоустановки колодки відносно напівмуфт, або наявності надлишкових зв'язків у механізмі муфти. Таким чином можливе удосконалення фрикційних муфт за рахунок зниження кількості надлишкових зв'язків.

Для виявлення надлишкових зв'язків та встановлення напрямків удосконалення відцентрових фрикційних муфт, складемо структурну схему елементарного механізму «ведуча напівмуфта-кулачок-ведена напівмуфта», що утворюють фрикційну муфту (рис. 4).

На початку роботи сепаратора і муфти (запуск) ведена напівмуфта (ланка 3) залишається нерухомою, рухається ланка 1 (ведуча напівмуфта) та колодки 2, що відцентровими силами притискаються до внутрішньої поверхні ланки 3. В такому випадку кількість рухомих ланок становить  $n = 2$  (ланки 1 і 2), кількість

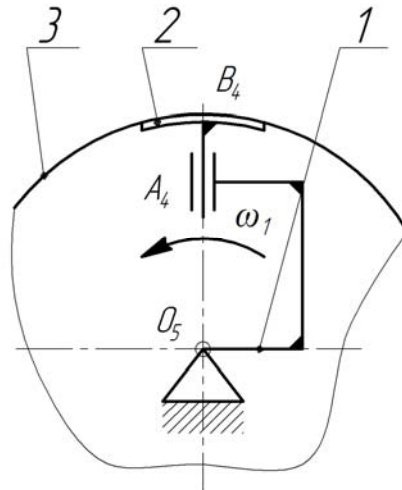


Рис. 4 – Структурна схема механізму базової муфти в період пуску

кінематичних пар п'ятого класу  $P_5 = 1$  ( $O_5$ ), кількість кінематичних пар четвертого класу  $P_4 = 2$  ( $A_4, B_4$ ).

Загальна кількість кінематичних пар:

$$P = P_5 + P_4 = 1 + 2 = 3. \quad (1)$$

Сума рухомостей кінематичних пар:

$$f = 1P_5 + 2P_4 = 1 \times 1 + 2 \times 2 = 5. \quad (2)$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана [3]:

$$k = P - n = 3 - 2 = 1. \quad (3)$$

Єдиний контур механізму -  $O_5A_4B_4O_5$ .

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу [4]:

$$W = N - \sum r_i = 5 - 4 = 1, \quad (4)$$

де  $N = 5$  – кількість однорухомих кінематичних пар (в даному випадку дорівнює сумі рухомостей).

$r = 4$  – ранг осей незалежного контура.

Кількість надлишкових зв'язків механізму муфти в період пуску за формулою Сомова-Малишева [3, 5]:

$$\begin{aligned} q_{CM} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 1 + 5 \times 1 + 4 \times 2 + 3 \times 0 + 2 \times 0 + 0 - 6 \times 2 = 2 \end{aligned} \quad (5)$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озола [6]:

$$q_{Oz} = W + 6k - f = 1 + 6 \times 1 - 5 = 2. \quad (6)$$

Таким чином кількість надлишкових зв'язків у механізмі муфти на початковому етапі її роботи:

$$q = q_{CM} = q_{Oz} = 2. \quad (7)$$

Таблиця 1 - Метод уточнених формул та поконтурний метод для механізму за рис. 4

$n = 2$	$f$	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$P_5 = 1$	- 1	0 - 0 - 1	0 - 0 - 0
$P_4 = 1$	- 2	0 - 1 - 0	0 - 1 - 0
$P_4 = 1$	- 2	0 - 0 - 1	0 - 0 - 1
$k = 1$	+ 6	+ 1 + 1 + 1	+ 1 + 1 + 1
	+ 1	+ 1 0 - 1	+ 1 0 0
BAO		Замін немає	
$q - W = 1$		+ 1 0 - 1	+ 1 0 0
BAO			

Коли муфта починає працювати в усталеному режимі, ланка 3 отримує рухомість і з'являється ще одна пара п'ятого класу –  $C_5$ .

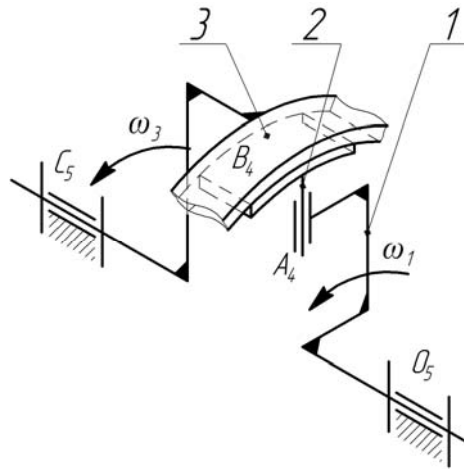


Рис. 5 – Структурна схема механізму муфти в період усталеної роботи

В такому випадку кількість рухомих ланок становить  $n = 3$ , кількість кінематичних пар п'ятого класу  $P_5 = 2$  ( $O_5, C_5$ ), кількість кінематичних пар четвертого класу  $P_4 = 2$  ( $A_4, B_4$ ).

Загальна кількість кінематичних пар:

$$P = P_5 + P_4 = 2 + 2 = 4.$$

Сума рухомостей кінематичних пар:

$$f = 1P_5 + 2P_4 = 1 \times 2 + 2 \times 2 = 6.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана:

$$k = P - n = 4 - 3 = 1.$$

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу:

$$W = N - \sum r_i = 6 - 4 = 2,$$

де  $N = 6$  – кількість однорухомих кінематичних пар.

$r = 4$  – ранг осей незалежного контура.

В той же час ступінь рухомості механізму:

$$W = W_o + W_m = 1 + 1 = 2,$$

де  $W_o = 1$  – основна рухомість механізму;

$W_m = 1$  – місцева рухомість ланки 3.

Кількість надлишкових зв'язків механізму муфти в період усталеної роботи за формулою Сомова-Малишева:

$$q_{CM} = W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = 2 + 5 \times 2 + 4 \times 2 + 3 \times 0 + 2 \times 0 + 0 - 6 \times 3 = 2$$

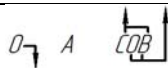
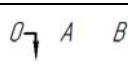
Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озола:

$$q_{O3} = W + 6k - f = 2 + 6 \times 1 - 6 = 2.$$

Таким чином кількість надлишкових зв'язків у механізмі муфти при усталеному режимі її роботи:

$$q = q_{CM} = q_{O3} = 2.$$

Таблиця 2 - Метод уточнених формул та поконтурний метод для механізму за рис. 5

$n = 3$	$f$	$f_x' + f_y' + f_z''$	$f_x'' + f_y'' + f_z'$
$P_5 = 2$	-2	0 - 0 - 2	0 - 0 - 0
$P_4 = 2$	-4	0 - 1 - 1	0 - 1 - 1
$k = 1$	+6	+1 + 1 + 1	+1 + 1 + 1
	0	+1 0 - 2	+1 0 0
<i>OABC</i>		<i>Замін немає</i>	
$q - W = 0$		+1 + 0 - 2	+1 + 0 + 0
<i>OABC</i>			

Таким чином, у всіх режимах роботи муфти її механізм не позбавлений 2 зайвих зв'язків, наявність яких і спричиняє нерівномірний знос колодок від наявності кутової неспіввісності між напівмуфтами.

Для зменшення кількості надлишкових зв'язків та підвищення довговічності фрикційної муфти можна запропонувати зменшення класу кінематичних пар механізму муфти, наприклад за рахунок сполучення колодок із ведучою напівмуфтою гнучкими елементами, наприклад сталевими канатами. На рис. 6 показана пропонована муфта, що складається із зовнішньої чашоподібної напівмуфти 1 з циліндричним отвором 2, встановленої всередині її внутрішньої напівмуфти 3, на якій встановлені колодки 4, що сполучені з внутрішньою напівмуфтою 3 гнучкими елементами 5, які закріплені у напівмуфті 3 та колодках 4 шарнірами 6 та 7. Колодки 4 мають можливість взаємодії своїми циліндричними фрикційними поверхнями 8 з циліндричним отвором 2 зовнішньої чашоподібної напівмуфти 1, а до напівмуфти 3 притягнуті пружинами 9. Пружини 9 які одним зі

своїх кінців закріплені на колодках 4, а іншим у напівмуфті 3, і в нерухомому стані забезпечують між зовнішньою поверхнею колодок 8 та отвором 2 напівмуфти 1 зазор  $z$ . Муфта в працює наступним чином (рис. 7). Ведучою є напівмуфта 3, яка, обертаючись в напрямку натягу гнучких ланок 5, спричиняє обертання колодок 4, які обертаючись разом із напівмуфтою 3, під дією відцентрової сили переміщуються в радіальному напрямку, натягуючи пружини 9, та притискаються своїми фрикційними поверхнями 8 до поверхні циліндричного отвору 2 зовнішньої чашоподібної напівмуфти 1, викликаючи силу тертя, яка створює момент тертя, що спричиняє обертання веденої зовнішньої чашоподібної напівмуфти 1. При цьому зазор  $z$  утворюється між колодками 4 та поверхнею напівмуфти 3.

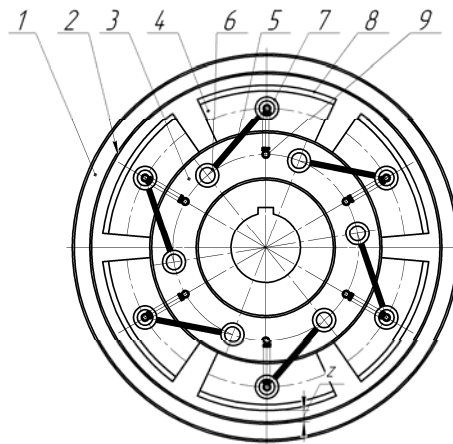


Рис. 6 – Конструктивна схема запропонованої муфти в нерухомому стані

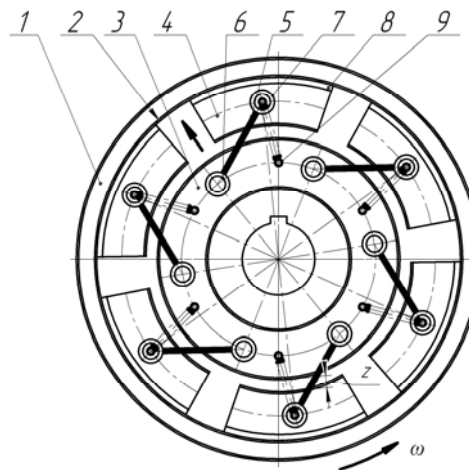


Рис. 7 – Конструктивна схема запропонованої муфти в період усталеної роботи



Виконаємо аналіз структури муфти з канатними елементами також для двох випадків – пускового та усталеного режиму роботи. На етапі пуску такої муфти аналогічно базовій муфті кількість рухомих ланок становить  $n = 2$  (ланки 1 і 2), кількість кінематичних пар п'ятого класу  $P_5 = 1$  ( $O_5$ ) (рис. 8), кількість кінематичних пар четвертого класу  $P_4 = 1$  ( $B_4$ ). Гнучку ланку у вигляді каната вважатимемо за пропозицією проф. Л.М. Решетова [7] парою першого класу  $P_1 = 1$  ( $A_1$ ).

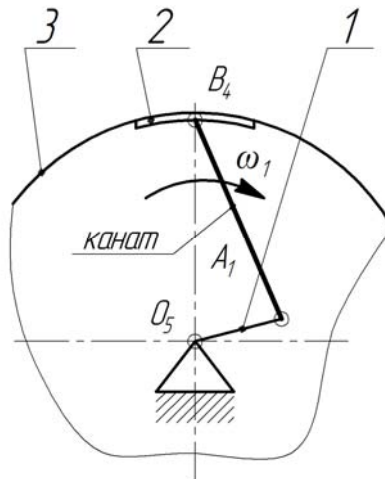


Рис. 8 – Структурна схема механізму пропонованої муфти в період пуску

Тоді загальна кількість кінематичних пар:

$$P = P_5 + P_4 + P_1 = 1 + 1 + 1 = 3.$$

Сума рухомостей кінематичних пар:

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 5P_1 = 1 \times 1 + 2 \times 1 + 5 \times 1 = 8.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана:

$$k = P - n = 3 - 2 = 1.$$

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу:

$$W = N - \sum r_i = 8 - 6 = 2,$$

де  $N = 8$  – кількість однорухомих кінематичних пар.

$r = 6$  – ранг осей незалежного контура.

Ступінь рухомості механізму становить:

$$W = W_o + W_m = 1 + 1 = 2,$$

де  $W_o = 1$  – основна рухомість механізму;

$W_m = 1$  – місцева рухомість ланки 2.

Кількість надлишкових зв'язків механізму канатної муфти в період пуску за формулою Сомова-Малишева:

$$\begin{aligned} q_{CM} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 2 + 5 \times 1 + 4 \times 1 + 3 \times 0 + 2 \times 0 + 1 - 6 \times 2 = 0 \end{aligned}$$


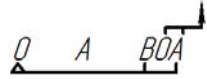

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озола:

$$q_{O3} = W + 6k - f = 2 + 6 \times 1 - 8 = 0.$$

Таким чином кількість надлишкових зв'язків у механізмі канатної муфти при її пуску:

$$q = q_{CM} = q_{O3} = 0. \quad (9)$$

Таблиця 3 - Метод уточнених формул та поконтурний метод для механізму за рис. 8

$n = 3$	$f$	$f_x' + f_y' + f_z''$	$f_x'' + f_y'' + f_z'$
$P_5 = 1$	-1	0 - 0 - 1	0 - 0 - 0
$P_4 = 1$	-4	0 - 0 - 1	0 - 0 - 1
$P_1 = 1$	-5	0 - 1 - 1	-1 - 1 - 1
$k = 1$	+6	+1 + 1 + 1	+1 + 1 + 1
	-2	+1 - 0 - 2	0 - 0 - 1
$OABC$		1	
$q - W = -2$		+1 - 0 - 2	0 - 0 - 1
$OABC$			

Коли муфта починає працювати в усталеному режимі кількість кінематичних пар п'ятого класу становить  $P_5 = 2$  ( $O_5, C_5$ ), кількість кінематичних пар четвертого класу  $P_4 = 1$  ( $B_4$ ), кількість пар першого класу  $P_1 = 1$  ( $A_1$ ).

Загальна кількість кінематичних пар:

$$P = P_5 + P_4 + P_1 = 2 + 1 + 1 = 4.$$

Сума рухомостей кінематичних пар:

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 5P_1 = 1 \times 2 + 2 \times 1 + 5 \times 1 = 9.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана:

$$k = P - n = 4 - 3 = 1.$$

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу:

$$W = N - \sum r_i = 9 - 6 = 3,$$

де  $N = 9$  – кількість однорухомих кінематичних пар.

$r = 6$  – ранг осей незалежного контура.

Ступінь рухомості механізму становить:

$$W = W_o + W_m = 1 + 2 = 3,$$

де  $W_o = 1$  – основна рухомість механізму;

$W_m = 2$  – місцеві рухомості ланок 2 та 3.

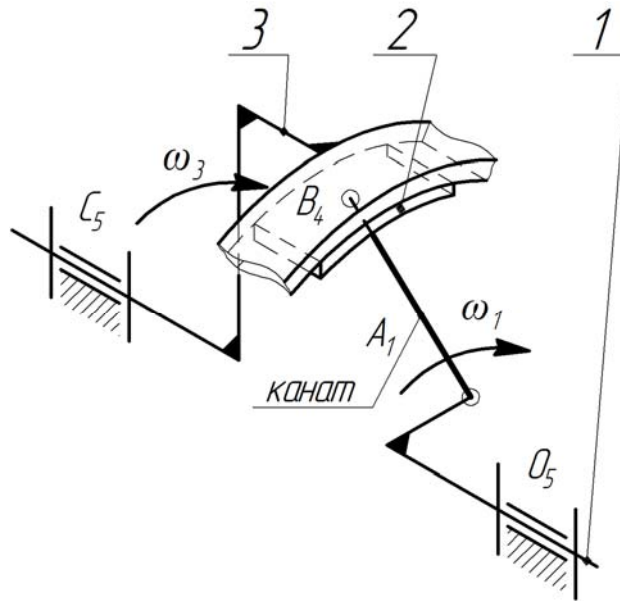


Рис. 9 – Структурна схема механізму пропанованої муфти в період усталеної роботи

Кількість надлишкових зв'язків механізму канатної муфти в період пуску за формулою Сомова-Малишева:

$$q_{CM} = W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = 3 + 5 \times 2 + 4 \times 1 + 3 \times 0 + 2 \times 0 + 1 - 6 \times 3 = 0$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озола:

$$q_{OZ} = W + 6k - f = 3 + 6 \times 1 - 9 = 0.$$

Таким чином кількість надлишкових зв'язків у механізмі канатної муфти при усталеному режимі її роботи:

$$q = q_{CM} = q_{OZ} = 0.$$

Таблиця 4 - Метод уточнених формул та поконтурний метод для механізму за рис. 9

$n = 3$	$f$	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$P_5 = 2$	-2	0-0-2	0-0-0
$P_4 = 1$	-2	0-0-1	0-0-1
$P_1 = 1$	-5	0-1-1	-1-1-1
$k = 1$	+6	+1+1+1	+1+1+1
	-3	+1-0-3	0-0-1
$OABC$		1	
$q - W = -3$		0-0-2	0-0-1
$OABC$			

Таким чином, за рахунок наявності в муфті удосконаленої конструкції канатних пружних елементів, у всіх режимах роботи муфти її механізм позбавлений зайвих зв'язків, що повинно стати причиною підвищення довговічності муфти при роботі в умовах неспіввісності.

В результаті виконаних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Відцентрові фрикційні муфти сепараторів характеризуються нерівномірним зносом їх фрикційних елементів через наявність у їх механізмах надлишкових зв'язків.

2. Надлишкові зв'язки призводять до чутливості муфти до кутових зміщень осей її напівмуфт, що і стає причиною нерівномірного зносу облицювань фрикційних накладок.

3. Показано, що зниження кількості надлишкових зв'язків можна досягти організацією сполучення седучої напівмуфти із колодками за рахунок гнучких ланок, наприклад сталевих канатів.

4. Запропоновано конструкцію муфти із канатними елементами, що сполучають ведучу напівмуфту з колодками та доведено, що механізм цієї муфти позбавлений надлишкових зв'язків.

Напрямки подальших досліджень:

1. Оцінка навантажувальної здатності фрикційних відцентрових муфт з канатними елементами.

2. Дослідження граничної компенсуючої здатності нової конструкції муфти.

3. Дослідження впливу жорсткості канатів на самоустановлення сполучених ним деталей муфти.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Овсянников М.К., Петухов В.А. Эксплуатационные качества судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1982. – 208 с.

2. Башуров Б.П., Скиба А.Н., Чебанов В.С. Функциональная надежность и контроль технического состояния судовых вспомогательных механизмов: Новороссийск: МГА им. адм. Ф.Ф. Ушакова, 2009. – 192 с.

3. Фролов К.В. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов и др. – М.: Высшая школа, 2003. – 496 с.

4. Прикладная механика / Г.Б. Иосилевич, П.А. Лебедев, В.С. Стреляев. – М.: Машиностроение, 1985. – 576 с.

5. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 656 с.

6. Озол О.Г. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1984. – 432 с.

7. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. – М.: Машиностроение, 1991. – 288 с.

8. Машиностроение. Энциклопедия. Ред. совет: И.В. Фролов (пред.) и др. - М.: Машиностроение. Динамика и прочность машин. теория механизмов и машин. Т. 1-3. В 2-х кн. Кн. 2 / А.В. Александров, Н.А. Алфутов, В.В. Астанин и др.; Под общ. ред. К.С. Колесникова. 1995. 624