

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ МОРСЬКИЙ  
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**На правах рукопису**

**ДНІПРОВСЬКИЙ Сергій Вікторович**

**ДИНАМІКА СУДНОВИХ МАЛОБОРОТНИХ ДИЗЕЛІВ  
ПРИ МІКРОПРОЦЕСОРНОМУ РЕГУЛЮВАННІ**

**Спеціальність 05.08.05—Суднові енергетичні  
установки**

**А в т о р е ф е р а т**  
**дисертації на здобуття наукового ступеня**  
**кандидата технічних наук**

**Миколаїв 1995**

Дисертацією є рукопис  
Робота виконана  
технічному університеті

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00761345 (Q)

Науковий керівник кандидат технічних наук, доцент  
Тарасенко Олександр Іванович

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор  
Тимошевський Борис Георгійович

кандидат технічних наук  
Іванов Віри Миколайович

Ведуче підприємство:

Центральне конструкторське  
бюро "Чорноморсудопроект"  
м. Миколаїв

Захист відбудеться 11 грудня 1995р. на засіданні  
спеціалізованої ради ДБО.02.01 при Українському державному  
морському технічному університеті.

327025, м. Миколаїв, пр. Героїв Сталинграда, 9.

Автореферат розіслано "9" жовтня 1995р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради  
доктор технічних наук, професор



*Квасніцький В.Ф.*

Квасніцький В.Ф.

ЛННБ ім. В. Стефаніка  
АН України

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність проблеми. У теперішній час більш 90% будуваних у світі суднів оснащуються енергетичними установками (ЕУ) з малообортними дизелями (МОД) як головними двигунами. Одним з важливіших частин керування такими ЕУ є система автоматичного регулювання (САР) швидкості головного двигуна. Механічні регулятори швидкості дизелів, які входять до складу таких САР, вже не можуть відповідати пред'явленним до них вимогам. Це визначає швидку їх зміну регуляторами швидкості, розроблених з застосуванням мікропроцесорної техніки.

Регулятори такого типу складаються, як правило, з двох частин: мікропроцесорного блоку (власно регулятора) та виконавчого механізму. Для сучасних МОД потребується крутячий момент на вихідному валу виконавчих механізмів досягає 400 Н·м при кутах повороту до 40 градусів. Виходячи з цього, усі реально розроблені виконавчі механізми треба розглядати як агрегати з обмеженою потужністю. Таким чином, динамічні характеристики САР визначаються, взагалі, динамічними властивостями комплексу "виконавчий механізм - паливодозувальний пристрій".

Дослідження, які проводяться в області мікропроцесорних систем регулювання, торкаються взагалі вивченню можливого їх складу, схемотехнічних рішень та т.п. Питання динаміки виконавчих механізмів, які входять у склад таких систем, на сучасний день перебувають малодослідженими.

Разом з тим, тільки вірний обір параметрів виконавчого

механізму та алгоритма керування дозволить повністю реалізувати усі потенціальні можливості мікропроцесорних регуляторів швидкості дизелів.

Мета роботи полягає у дослідженні динамічних характеристик комплексу "виконавчий механізм - паливодозувальний пристрій", а також їх впливу на динамічні характеристики регулювання комплексу "регулятор - дизель - гребний гвинт".

Методи дослідження. Теоретичні дослідження виконані з використанням методів динаміки механічних систем. В результаті розроблені математичні моделі, які описують рух розглядаємих комплексів. Розв'язання систем нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку виконано на ЕОМ з використанням числових методів.

Наукова новизна:

- розроблені математичні моделі руху комплексів "виконавчий механізм - паливодозувальний пристрій", та "регулятор - дизель - гребний гвинт" при мікропроцесорному керуванні;

- досліджено вплив нелінійності типу обмеження на динаміку виконавчого механізму;

- досліджено вплив сили в'язкого тертя у розглядаємії механічній системі на якість процесу керування;

- визначені залежності граничних значень коефіцієнтів алгоритму керування від конкретних механічних параметрів системи регулювання;

- на основі одержаних розв'язань розроблена методика розрахунку оптимальних параметрів виконавчих механізмів та

коефіцієнтів алгоритму керування для мікропроцесорних регуляторів швидкості дизелів.

Практична цінність роботи полягає в:

- можливості обґрунтованого вибору оптимальних параметрів виконавчих механізмів та коефіцієнтів алгоритму керування при настройці мікропроцесорних регуляторів швидкості дизелів. Це також знижує небезпеку подібних робіт із-за можливого разносу дизеля;

- використанні одержаних розв'язань при проектуванні виконавчих механізмів для мікропроцесорних регуляторів швидкості, що дозволяє виконати їх конструкцію найбільш оптимальною з точки зору конструктивної простоти, надійності та вартості;

Особистий внесок автора в одержаних наукових результатах, викладених у дисертації:

- розроблені математичні моделі руху комплексів "виконавчий механізм - паливодозувальний пристрій", та "регулятор - дизель - гребний гвинт" при мікропроцесорному керуванні;

- виконано розв'язання систем диференціальних рівнянь на ЕОМ з використанням числового методу аналізу та коррекції Хеммінга;

- автором виконано аналіз одержаних результатів.

- Упровадження наукових результатів.

Результати роботи були використані при розробці експериментального зразка мікропроцесорного регулятора швидкості для міцних МОД виробництва АО "Брянський машинобудівельний завод". Цей зразок пройшов успішні

випробування, котрі були виконані на серійному дизелі 8ДКРН 60/196. Новизна розробки підтверджена авторським свідоцтвом.

На захист виносяться:

- математичні моделі руху комплексів "виконавчий механізм - паливодозувальний пристрій", та "регулятор - дизель - гребний гвинт" при мікропроцесорному керуванні;
- результати розв'язувань математичних моделей при лінійній та нелінійній постановках задачі;
- методика розрахунку оптимальних параметрів виконавчих механізмів та коефіцієнтів алгоритму керування для мікропроцесорних регуляторів швидкості МОД.

Апробація роботи. Дисертаційна робота виконана на кафедрі динаміки та міцності суднових машин та механізмів Українського державного морського технічного університету.

Її основні результати обговорювались:

- на науково-технічних конференціях професорсько - викладацького складу МКІ у 1993, 1994, 1995 рр.
- на наукових семінарах НВК "Ветродин".

Публікації.

По матеріалам дисертації опубліковано 2 статті, подані 2 заяви на авторські свідоцтва.

Структура і об'єм роботи.

Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів, заключення, списку використаної літератури і додадку. Матеріали викладені на 97 сторінках машинописного тексту, включаючи 20 малюнків. В списку літератури приведено 32 джерела вітчизняних та зарубіжних авторів.

## ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обгрунтовано актуальність теми, научна мета та задачі дисертації, наукова новизна та практична цінність роботи.

В першому розділі міститься аналіз сучасного рівня розвитку мікропроцесорних регуляторів швидкості суднових МОД та приведені їх структурні схеми.

Розглянуті достоїнства та недостатки застосованих у складі таких регуляторів виконавчих механізмів. Обгрунтована перспективність застосування електромеханічних виконавчих механізмів, приведені їх можливі кінематичні схеми. Дан аналіз різних типів електроприводів, які знаходять застосування у таких механізмах.

Показані проблеми, виникаючі у процесі проектування міцних виконавчих механізмів для мікропроцесорних регуляторів швидкості суднових МОД. Обгрунтована необхідність глибокого дослідження динамічних характеристик виконавчих механізмів, як окремо взятих, так и у складі комплексу "виконавчий механізм - паливодозувальний пристрій".

Обгрунтован вибір методики для проведення подібних досліджень. Виконана постановка задачі дослідження.

Другий розділ присвячен дослідженню динаміки комплексу "паливодозувальний пристрій - електромеханічний аналоговий виконавчий механізм".

У першому параграфі розглянена розрахункова схема комплексу та сформульовані припущення, прийняті при складанні

диференціального рівняння руху комплексу. Принципова схема комплексу приведена на мал. 1.

Диференціальне рівняння, описуюче рух комплексу, здобуто у такому вигляді:

$$\ddot{\varphi} T_1 + \dot{\varphi} T_2 + k_{\text{сп}} \varphi = f - \mu_{\text{пз}} - \mu_{\text{тг}} \cdot \text{sign } \dot{\varphi}; \quad (1)$$

де:

$$T_1 = \frac{I_{\text{ом}}}{M_{\text{кр.мак}}} - \text{постійна часу комплексу, обумовлена}$$

інерційними силами;

$I$  - сумарний момент інерції, зведений до вихідного валу виконавчого механізму;

$\alpha_{\text{ом}}$  - максимальний кут повороту вала виконавчого механізму;

$\varphi = \frac{\alpha}{\alpha_{\text{мак}}}$  - відносний кут повороту вихідного вала виконавчого механізму;

$M_{\text{кр.мак}}$  - максимально можливий момент на вихідному валу виконавчого механізму;

$T_2 = \frac{d\alpha_{\text{ом}}}{M_{\text{кр.мак}}}$  - постійна часу комплексу, обумовлена в'язким тертям у системі;

$d$  - дисіпативний коефіцієнт, зважаючи вплив в'язкого тертя;

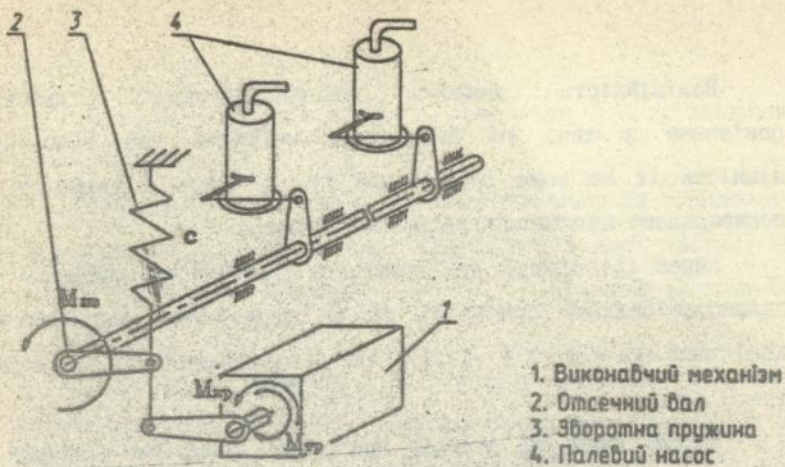
$k_{\text{сп}} = \frac{c\alpha_{\text{ом}}}{M_{\text{кр.мак}}}$  - коефіцієнт, зважаючи вплив зворотної пружини для виконавчих механізмів однобічної дії.

$c$  - зведена кутова жорсткість зворотної пружини.

$\mu_{\text{пз}}$  - коефіцієнт, зважаючи попереднє затягнення зворотної пружини;

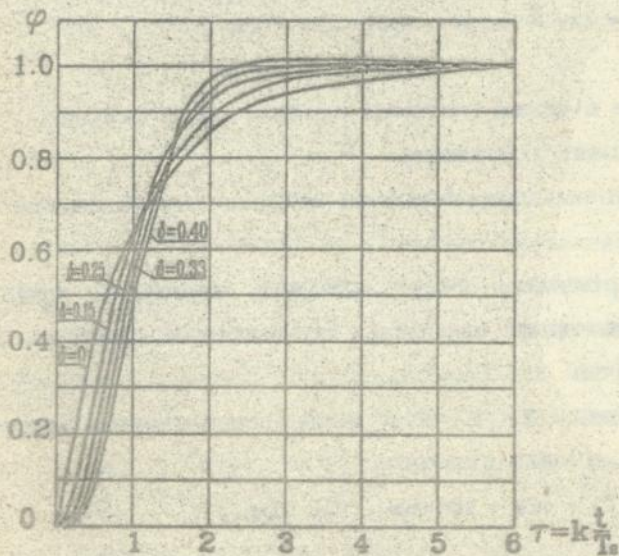
$\mu_{\text{тг}}$  - коефіцієнт тертя;

$f$  - відносний крутячий момент на вихідному валу виконавчого механізму.



1. Виконавчий механізм
2. Отсечний бал
3. Зворотна пружина
4. Паливий насос

Мал. 1. Розрахункова схема комплексу "виконавчий механізм - паливодозуючий пристрій".



Мал.2. Перехідні процеси виконавчих механізмів без урахування обмежень по міцності.

Нелінійність данного диференціального рівняння пов'язана з тим, що виконавчий механізм має обмежену міцність ( $f$  не може бути більш 1), а також з наявністю попереднього затягнення зворотної пружини.

Вираз (1) описує рух комплексу "виконавчий механізм - паливодозувальний пристрій" як з виконавчими механізмами двобічної ( $k_m = 0$ ;  $f = -1..1$ ), так і однобічної дії ( $k_m \neq 0$ ;  $f = 0..2$ ).

Другий параграф розділу присвячен виведенню рівняння, описуючого керуючий вплив на виконавчий механізм від електронного блока керування.

Для пропорційно-диференціального (ПД) алгоритма керування це рівняння має вид:

$$f = (k_u + k_m)\varphi_z - k_{uf} + \mu_{pz} - T_{uf} ; \quad (2)$$

де:

$\varphi_z$  - задане відносне положення отсічного вала дизеля;

$k_u$  - коефіцієнт підсилення;

$T_{uf}$  - коефіцієнт диференціальної частини, малій розмірність часу;

Дане рівняння описує алгоритм керування крутячим моментом виконавчих механізмів- як однобічної ( $k_m \neq 0$ ;  $\mu_{pz} \neq 0$ ), так и двубічної дії ( $k_m = 0$ ;  $\mu_{pz} = 0$ ).

Підставив (2) в (1), після перетворення одержим таке диференціальне рівняння:

$$\ddot{\varphi} T_1 + \dot{\varphi} T_2 + k\varphi = k\varphi_z - \mu_{tr} \cdot \text{sign } \dot{\varphi} ; \quad (3)$$

де:

$T_2 = T_m + T_u$  - постійна часу комплексу;

$k = k_m + k_u$  - коефіцієнт підсилення комплексу;

Рівняння (3) описує рух комплексу з урахуванням керувачого впливу.

З даного рівняння видно, що постійна часу  $T_2$  комплексу, яка обумовлена в'язким тертям, складається з двох частин:  $T_m$  - означеної тертям у системі, та  $T_u$  - означеної алгоритмом керування.

Припустив у рівнянні (2) значення  $\mu_{пз}=0.5$ , одержим, кінцево, математичну модель руху розглядаемого комплексу, з врахуванням обмеження по міщності, у такому виду:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{\varphi} T_2 + \dot{\varphi} T_1 + k_{мф} \varphi = f + 0.5k_m - \mu_{тр} \text{sign } \dot{\varphi}; \\ f_1 = (k_u + k_m)\varphi_3 - k_u\varphi - 0.5k_m - T_u\ddot{\varphi}; \\ f = \begin{cases} 1 & \text{при } f_1 \geq 1; \\ f_1 & \text{при } -1 < f_1 < 1; \\ -1 & \text{при } f_1 \leq -1; \end{cases} \\ \mu = f - k_m(\varphi - 0.5); \end{array} \right. \quad (4)$$

де:

$f_1$  - відносний крутячий момент на вихідному валу виконавчого механізму, потребуемий по алгоритму керування;

$\mu$  - сумарний відносний крутячий момент на вихідному валу виконавчого механізму (з урахуванням крутячого моменту від зворотної пружини).

У цих рівняннях значення  $f$  змінюється у межах від -1 до 1 для виконавчих механізмів однобічної ( $k_m < 0$ ) та двобічної ( $k_m = 0$ ) дії.

В третьому параграфі розділа показано аналітичне розв'язання рівняння (3) (без обліку обмежень по міщності).

У цьому випадку розв'язання рівняння має вид:

$$\left. \begin{aligned}
 & (\varphi_3 - \frac{\mu_{\text{тр}}}{k})(1 - e^{-\tau}) \quad \text{при } \delta = 0; \\
 & (\varphi_3 - \frac{\mu_{\text{тр}}}{k}) \left\{ 1 - e^{-\frac{\tau}{2\delta}} \left[ \frac{\text{sh} \left[ \frac{\tau}{2\delta} + \sqrt{1 - 4\delta} \right]}{\sqrt{1 - 4\delta}} + \text{ch} \left[ \frac{\tau}{2\delta} + \sqrt{1 - 4\delta} \right] \right] \right\} \\
 & \quad \text{при } 0 < \delta < 0.25; \\
 & (\varphi_3 - \frac{\mu_{\text{тр}}}{k}) \left[ 1 - e^{-\frac{\tau}{2\delta}} \left( 1 + \frac{\tau}{2\delta} \right) \right] \quad \text{при } \delta = 0.25; \\
 & (\varphi_3 - \frac{\mu_{\text{тр}}}{k}) \left\{ 1 - e^{-\frac{\tau}{2\delta}} \left[ \frac{\sin \left[ \frac{\tau}{2\delta} \sqrt{4\delta - 1} \right]}{\sqrt{4\delta - 1}} + \cos \left[ \frac{\tau}{2\delta} \sqrt{4\delta - 1} \right] \right] \right\} \\
 & \quad \text{при } \delta > 0.25;
 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Тут:

$$\tau = k \frac{t}{T_2}; \quad \delta = k \left[ \frac{T_1}{T_2} \right]^2; \quad (6)$$

де:

$\tau$  - безрозмірний відносний час перехідного процесу;

$\delta$  - коефіцієнт, обличуючий відношення постійних часу та коефіцієнта підсилення для розглядаемого комплексу.

На мал. 2 показано ряд перехідних процесів  $\varphi = \varphi(\tau)$  при  $\varphi_3 = 1.0$  та для різних  $\delta$ , отриманий при розв'язуванні рівняння (5), розв'язування було виконано на ЕОМ. З цього малюнка видно, що параметр  $\delta$  повинен знаходитись у межах

$\delta=0.3..0.35$  (при цьому забезпечується мінімально можливий час перехідного процесу без перерегулювання), а безрозмірний час перехідного процесу для  $\delta_0=0.33$  буде рівен  $\tau_0=3.0$ .

У чотвертому параграфі розділу розглянуто розв'язання рівнянь (4) з урахуванням обмежень по міцності (нелінійне ставлення задачі). У зв'язку з тим, що отримати загальне аналітичне розв'язання такої системи диференціальних рівнянь не уявляється можливим, розв'язування було виконано на ЕОМ з використанням чисельного метода аналізу та коррекції Хеммінга. Результати розрахунку зведені на мал. 3, який зображує собою графік перехідних процесів для виконавчих механізмів одnobічної та двобічної дії. В розрахунках покладалось  $T_1=T_2=1.0$ ; відношення

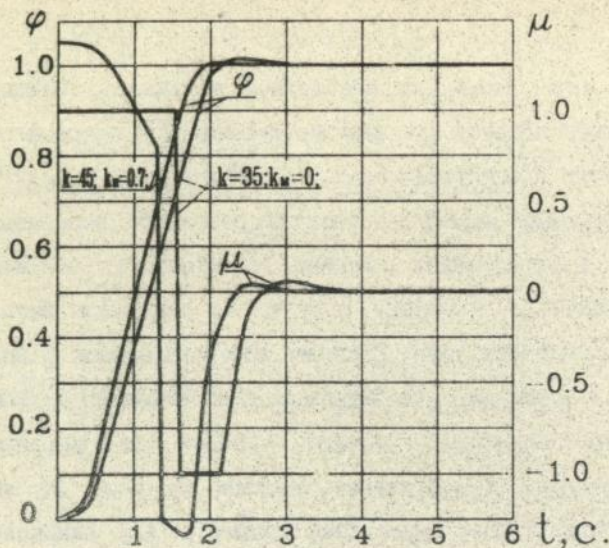
$$\delta=k \left( \frac{T_1}{T_2} \right)^2$$

покладалось рівним  $\delta_0=0.33$ , та

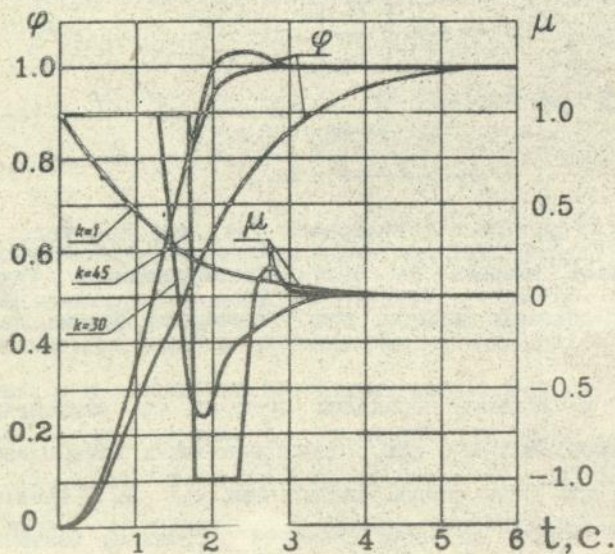
$$T_y=T_1 \sqrt{\frac{k}{\delta_0}} - T_n,$$

а коефіцієнт підсилення  $k$  вибирався так, щоб при його як можна більшому значенні не було перерегулювання. Такий коефіцієнт підсилення назовемо припустимим, та будемо далі позначати  $[k]$ .

На мал. 4 зведені перехідні процеси для виконавчих механізмів двобічної дії при різних значеннях коефіцієнта підсилення  $k$  при інших умовах аналогічних мал. 3. З аналізу цих графіків бачимо, що існує означене оптимальне значення коефіцієнта підсилення  $[k]$ , при якому час перехідного процесу мінімальний. При перевищенні даного значення час



Мал. 3. Перехідні процеси для виконавчих механізмів однобічної дії ( $k_w=0.7$ ) та двобічної дії при  $k=[k]$ .



Мал. 4. Перехідні процеси для виконавчих механізмів двобічної дії.

перехідного процесу не зменшується. При цьому кількість механічної енергії, затрачаної на перехідний процес збільшується, що може привести до перевантаження виконавчого механізму.

На мал. 4 видно, що при досить великих коефіцієнтах підсилення перехідний процес проходить по такому алгоритму:

1. На протязі деякого часу  $t_1$  виконавчий механізм розвиває максимально додатно можливий крутячий момент на вихідном валу,  $t_1$  - час розгону.

2. На протязі деякого часу  $t_2$  виконавчий механізм розвиває максимально від'ємний можливий крутячий момент на вихідном валу,  $t_2$  - час гальмування.

Такий алгоритм можливо пологати оптимальним (теорема Фельдбаумана).

Враховуючи вищевикладене, рівняння (1) для виконавчих механізмів однобічної дії у цьому випадку прийме вид:

$$\ddot{\varphi}T_1 + \dot{\varphi}T_2 = \pm 1; \quad (7)$$

де:

знак "+" відповідає випадку розгону, а знак "-" - гальмування виконавчого механізму.

Розв'язав рівняння (7) для випадків розгону та гальмування можливо одержати, з умови рівності нуля швидкості у кінці гальмування, відношення між часом розгону та гальмування у виді:

$$\frac{t_2}{T_2} = \frac{T_1^2}{T_2^2} \ln \left[ 2 - e^{-\frac{T_1^2}{T_2^2} \frac{t_1}{T_2}} \right];$$

а з умови рівності одиниці кута повороту вихідного валу у кінці гальмування можливо записати:

$$\frac{t_1}{T_m} - \frac{t_2}{T_m} = 1;$$

Розв'язав разом ці рівняння можливо одержати час оптимального перехідного процесу  $t_n$  як суму  $t_1$  и  $t_2$ .

На мал. 5 відображен час такого оптимального перехідного процесу у виді

$$\frac{t_n}{T_m} = \psi \left[ \frac{T_1}{T_m} \right];$$

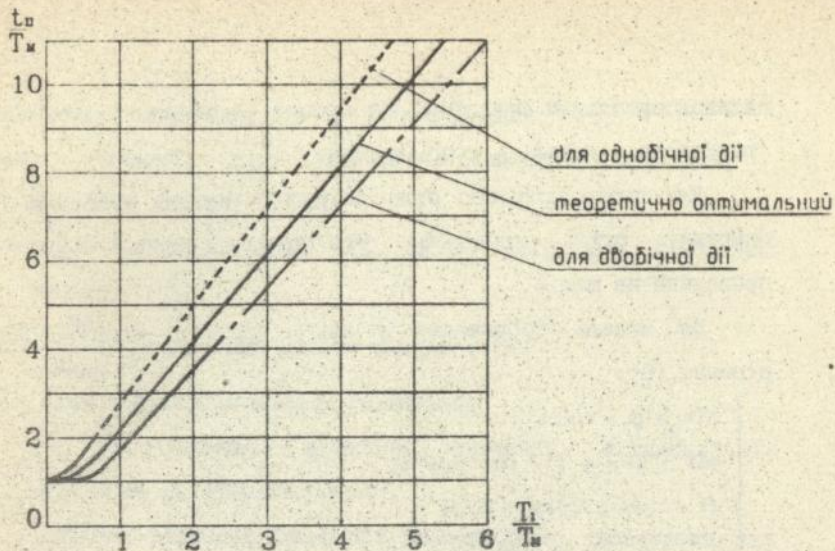
На цьому ж малюнку відображен час реального перехідного процесу для виконавчих механізмів двобічної та однобічної дії, який одержан шляхом розрахунку на ЕОМ для різних  $T_1$  та  $T_m$  при  $\delta_0=0.33$ ,

$$T_y = T_1 \sqrt{\frac{k}{\delta_0}} - T_m,$$

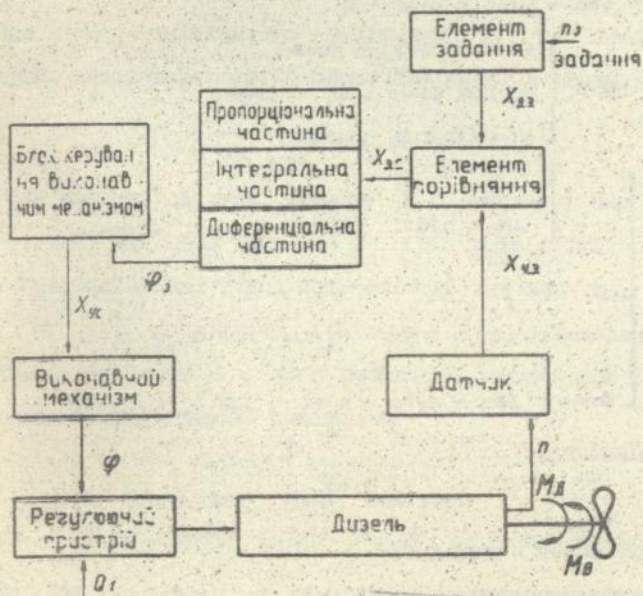
та максимально можливому коефіцієнті підсилення  $k$ .

Може показатися, що час перехідного процесу для механізмів однобічної дії менше часу оптимального процесу. Однак, тут треба пам'ятати, що у виконавчих механізмів однобічної дії потрібен у два рази більший крутячий момент, при інших рівних умовах. У силу цього на початковому етапі переміщення (коли зусилля зворотної пружини порівнянно мало) може бути розвит суттєво більший момент на вихідному валу, чим у виконавчих механізмів двобічної дії, що, сприятливо відбивається на часу перехідного процесу.

У третьому розділі розглядається вплив якості перехідних процесів комплексу "виконавчий механізм -



Мал. 5. Залежність часу перемічних процесів від постійних  $T_1$  та  $T_m$ .



ЛНБ ім. В. Стефанива  
 АН України

Мал. 5. Структурна схема комплексу "регулятор - дизель - гребний двигун"

паливодозувальний пристрій" на процес регулювання комплексу "регулятор - дизель - гребний гвинт".

Для цього потрібно було розробити математичну модель, описуючу рух останнього. Структурна схема комплексу приведена на мал 6.

Ця модель зображена у виді системи диференціальних рівнянь (8):

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{n}T_D = \varphi - \mu v; \\ \ddot{\varphi}T_1 + \dot{\varphi}T_M = f - \mu_T \text{sign } \dot{\varphi}; \\ f_1 = (\varphi_3 - \varphi)k_y - T_y \dot{\varphi}; \\ f = \begin{cases} 1 & \text{при } f_1 \geq 1; \\ f_1 & \text{при } -1 < f_1 < 1; \\ -1 & \text{при } f_1 \leq -1; \end{cases} \\ \varphi_0 = (n_3 - n)k_n + T_D \dot{n} + Q_1; \\ \varphi_3 = \begin{cases} \varphi_{3\max} & \text{при } \varphi_0 \geq \varphi_{3\max}; \\ \varphi_0 & \text{при } \varphi_{3\min} < \varphi_0 < \varphi_{3\max}; \\ \varphi_{3\min} & \text{при } \varphi_0 \leq \varphi_{3\min}; \end{cases} \quad (8) \\ Q_1 = \begin{cases} \frac{1}{T_1} \int_0^t (n_3 - n) dt; & \text{при } \varphi_{3\min} < \varphi_0 < \varphi_{3\max}; \\ \varphi_{3\max} - (n_3 - n)k_n - k_D \dot{n}; & \text{при } \varphi_0 \geq \varphi_{3\max}; \\ \varphi_{3\min} - (n_3 - n)k_n - k_D \dot{n}; & \text{при } \varphi_0 \leq \varphi_{3\min}; \end{cases} \end{array} \right.$$

У цих рівняннях:

$T_D = \frac{I_{\omega n}}{M_{\text{двд}}}$  - постійна часу комплексу "гвинт - валопровод - дизель";

$I$  - момент інерції комплексу;

$\omega_n$  - номінальна швидкість обертання дизеля;

$M_{дм}$  - момент, відповідаючий максимально тривалій  
міщності дизеля;

$n = \frac{\omega}{\omega_n}$  - відносна швидкість, де  $\omega$  - швидкість обертання  
дизеля;

$\mu_n = \frac{M_n}{M_{дм}}$  - відносний момент на гвинті;

$n_z$  - задана відносна швидкість дизеля;

$\Phi_n$  - розрахункове відносне значення паливоподачі,  
видаване логічним блоком;

$\Phi_z$  - задане відносне значення паливоподачі, видаване на  
виконавчий механізм;

$k_n, Q_1, T_{\phi}$  - коефіцієнти ПИД алгоритму керування;

При дослідженні данної моделі, було отримано, що  
постійна часу виконавчого механізму  $T_n$  та коефіцієнт  
підсилення  $k_n$  електронного ПИ-блока пов'язані відношенням:

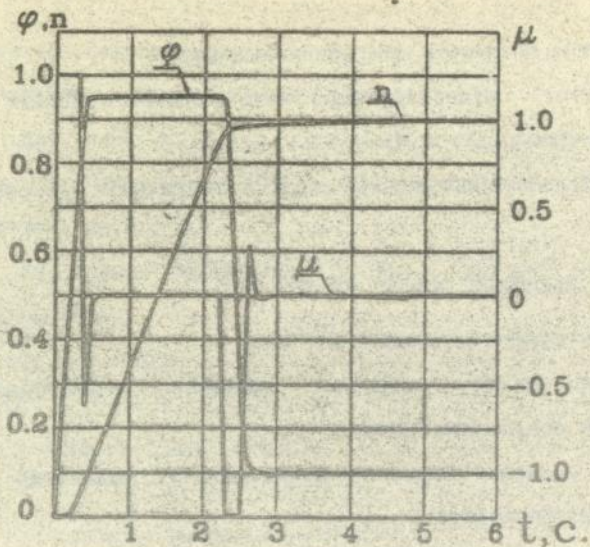
$$T_n = \frac{T_{\phi}}{0.33k_n}; \quad (9)$$

Розв'язання системи рівнянь (8) виконано на ЕОМ з  
використанням числових методів. Приклад розв'язення приведен  
у виді графіка на мал 7 для оптимального значення  $k_n$ .

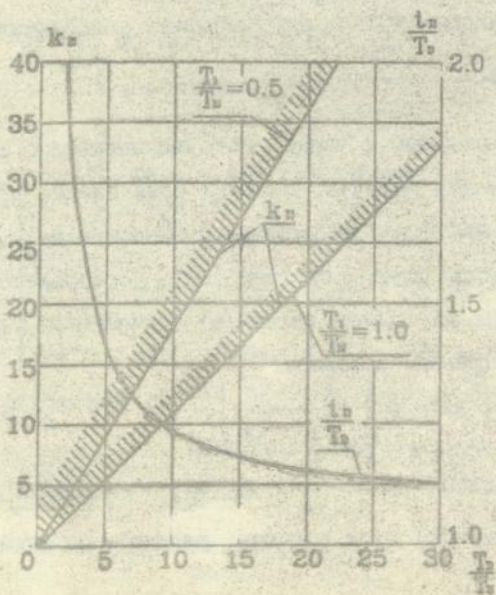
У процесі дослідження системи (8) установлено, що  
оптимальні значення  $k_n$  цілком визначені значеннями  $T_{\phi}, T_n,$   
 $T_m$ . На мал. 8 відображені залежності

$$k_n = \Phi \left[ \frac{T_1}{T_m}, \frac{T_{\phi}}{T_m} \right],$$

а також  $\frac{t_n}{T_{\phi}}$  як функції від  $\frac{T_{\phi}}{T_m}$ , де  $t_n$  - час перехідного  
процесу. Дані залежності були отримані шляхом аналізу серії



Мал. 7. Перехідний процес комплексу "регулятор - дизель - гребний зв'язок" при оптимальному значенні кп.



Мал. 8. Залежність допустимих кп від  $\frac{\tau_1}{\tau_2}$  та  $\frac{\tau_2}{\tau_1}$

$\tau_1$   $\tau_2$

розв'язувань на ЕОМ системи (8) при різних параметрах.

Потрібно також відмітити, що мінімально можливий час перехідного процесу визначається динамічними характеристиками комплексу "дизель-гребний гвинт", т.ч. можливо записати, що  $t_{min} = T_0$ .

З аналізу графіка на мал. 8 можливо бачити, що для одержання допустимого часу перехідного процесу при його гарній якості потрібно, щоб виконувалось відношення:

$$\frac{T_0}{T_m} > 10..15.$$

У четвертому розділі розглядаються результати натурних іспитів експериментального зразка мікропроцесорного регулятора. Даний зразок був розроблен у МКІ по замовленню АО "БМЗ" для регулювання швидкості міцних МОД.

У розробку цього зразка регулятора були покладені результати досліджень, розглядаємих у дисертації. Испити проводились на серійному МОД 8ДКРН 60/195, встановленному на заводському дизельіспитному стенді. Результати іспитів підтвердили правильність одержаних у процесі досліджень висновдів та рішень.

По результатам іспитів відбулася нарада, на якій були присутні представники АО "БМЗ" та МКІ. На цій нараді було досягнуто погодження о розробці серійного промислового зразка мікропроцесорного регулятора швидкості з електромеханічним виконавчим механізмом двобічної дії. Досягнуто також погодження об участі фірми "Lyngbo Marine" в спільном виробництві таких регуляторів.

## ОСНОВНІ ВИСНОВКИ І РЕЗУЛЬТАТИ

1. Розроблені досить точні й повні математичні моделі, описуючі як окремо взятий електромеханічний аналоговий виконавчий механізм, так і комплекс "регулятор- - дизель - гребний гвинт".

2. Отримані рішення та висновки є досить загальними для розглядаємої задачі (регулювання МОД). Це дозволяє використовувати їх далі як при розробці нових мікропроцесорних регуляторів швидкості дизелів у цілому, так і при проектуванні аналогових електромеханічних виконавчих механізмів в окремоті.

3. Використовуючи одержані вирази та знаючи параметри конкретної системи регулювання можливо досить точно розрахувати найбільш оптимальні параметри ПИ-алгоритма керування, реалізуемого логічним блоком регулятора (коефіцієнт підсилення пропорціональної частини й постійні коефіцієнти інтегральної частини), що в значній мірі знижує трудомісткість відладочних робіт на реальному дизелі та знижує їх небезпеку із-за можливого реаносу дизеля.

Грунтуючись на проведених дослідженнях можливо зробити такі висновки:

1. Схема регулятор типу "логічний ПИ(ПІД)-блок - аналоговий виконавчий механізм" прийнята при відношенні

$$\frac{T_D}{T_K} > 10..15.$$

2. Параметри оптимального перехідного процесу та коефіцієнти блока керування однозначно визначені постійними системи регулювання:  $T_1$ ,  $T_K$  та  $T_D$ .

3. Для кожно! конкретно! системи с оптимальне значення коефіцієнту підсилення  $[k]$ , визначенное його параметрами. Причому, збільшення  $[k]$  не тільки не зменшує часу перехідного процесу, а ще й збільшує його. При цьому різко збільшуются навантаження на виконавчий механізм, що може привести к його перевантаженню.

Основні матеріали дисертації опубліковані в таких роботах:

1. Тарасенко А.И., Днепровский С.В. Динамика судового дизеля с микропроцессорным регулятором, имеющим исполнительный механизм большой мощности. Динамика, прочность и надежность судовых машин. Сб.науч.тр. - Николаев: УГМТУ, 1995. с.66-72.

2. Тарасенко А.И., Днепровский С.В. Динамические характеристики электромеханического исполнительного механизма автономного регулятора скорости. Смазка и трение в судовых машинах. Сб.науч.тр. - Николаев: УГМТУ, 1995. с.82-96.

3. Тарасенко А.И., Днепровский С.В. и др. Регулятор числа оборотов. Заявка на выдачу патента Украины от 27.07.94г. №94076413.

4. Тарасенко А.И., Днепровский С.В. и др. Регулятор числа оборотов. Заявка на выдачу патента Украины от 27.07.94г. №94076414.

Днепровский Сергей Викторович. "Динамика судовых малооборотных дизелей при микропроцессорном регулировании". Рукопись. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.08.05. - Судовые энергетические установки. Украинский государственный морской технический университет, Николаев, 1995.

Проведено исследование динамических характеристик электромеханических исполнительных механизмов для микропроцессорных регуляторов скорости судовых малооборотных дизелей.

Разработаны математические модели, описывающие движение комплексов "исполнительный механизм - топливодозировочное устройство дизеля" и "регулятор - дизель - гребной винт". Получены решения этих моделей.

Предложена методика определения оптимальных параметров исполнительных механизмов, а также значений коэффициентов пропорционально-интегрального алгоритма управления, реализуемого микропроцессорным блоком регулятора.

Результаты работы использованы при разработке микропроцессорного регулятора скорости для мощных малооборотных дизелей производства АО "Брянский машиностроительный завод". Проведены успешные натурные испытания этого образца на серийном дизеле.

Ключові слова: регулятор швидкості, виконавчий механізм, динамічні характеристики, дизель, топливодозувачий пристрій.

DNEPROVSKIY SERGEY VICTOROVICH

Dynamics of ships lowrevolutions diesels with microprocessors operation. Manuscript. Dissertation for conferring a Candidate of science degree. Specialized field No.05.08.05 - Power plants, Ukrainian state Maritime Technical University, Nikolaev, 1995.

Working research of dynamical characteristic electromechanical actuator for mikroprocessor speed governor of ships lowrevolutions diesels.

Working mathematical models wich describe moving systems "actuator - fuelportion device of diesel" and "governor - diesel - screw".

Proposed method determine of optimal parameters of actuators and coefficients of proportional-integral algorithm operation.

Key-words: governor of speed, actuator, dynamical characteristic, diesel, fuelportion device.

---

Формат 60x90<sup>1</sup>/16. Бумага для множительных аппаратов. Плоская печать. 1,8 усл.печ.л., 1,5 уч.-изд.л. Тираж 100 экз. Изд. №1

---

Типография УТМТУ, г. Николаев, ул. Скорородова, 5.



445049

AB 33.389