

Міністерство освіти і науки України
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Кафедра «Експлуатації суднового електрообладнання
і засобів автоматики»

Конспект лекцій з дисципліни

КОМБІНОВАНІ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЧНІ ПРОПУЛЬСИВНІ КОМПЛЕКСИ

підготовки – магістрів Галузь знань 27 «Транспорт»

Спеціальність 271 «Морський та внутрішній водний транспорт»

Спеціалізація 271.03 «Експлуатація суднового електрообладнання та засобів
автоматики»

Освітньо-професійна програма – «Експлуатація суднового електрообладнання і
засобів автоматики»

Одеса – 2024

Комбіновані електроенергетичні пропульсивні комплекси: Конспект лекцій для підготовки магістрів спеціальності 271 Морський та внутрішній водний транспорт, спеціалізація 271.03 «Експлуатація суднового електрообладнання і засобів автоматики» / Укл. В.О. Яровенко – Одеса: ОНМУ, 2024 – 59 с.

Укладач: Яровенко Володимир Олексійович – завідуючий кафедрою «Експлуатація суднового електрообладнання і засобів автоматики»

Методичні вказівки схвалено на засіданні кафедри «Експлуатація суднового електрообладнання і засобів автоматики», протокол № 4-24/25 від 20.11.2024 року.

ГРЕБНІ ЕЛЕКТРИЧНІ УСТАНОВКИ «АЗИПОД»

Структура установок Azipod

У гребній електричній установці Azipod (Azimuthing Podded Drive – азимутальний рушійний привід гондольного типу) гребний електродвигун розміщено в герметизованій гондолі, яка може розгортатися кермовим механізмом відносно корпусу судна. Вал двигуна виведений з гондoli через герметичні ущільнення. На вал встановлюється гребний гвинт фіксованого кроку. Частота обертання ГЕД регулюється ППЧ.

Перша ГЕУ Azipod створена фірмою ABB. У 1987 р. фірма ABB отримала на установку Azipod патент Фінляндії FI76977, і 1989 року фірма ABB встановила першу ГЕУ Azipod на гідрографічному судні "Seili".

До складу установка Azipod входять такі основних компоненти і системи (рис. 3.1): гребний гвинт; рушійний модуль, у якому розміщено гребний електродвигун; модуль рульового управління; гідросиловий блок; система охолодження повітряна або водяна; блок струмоз'ємних кілець; два блоки підготовки масла; блоки інтерфейсу; напірний танк.

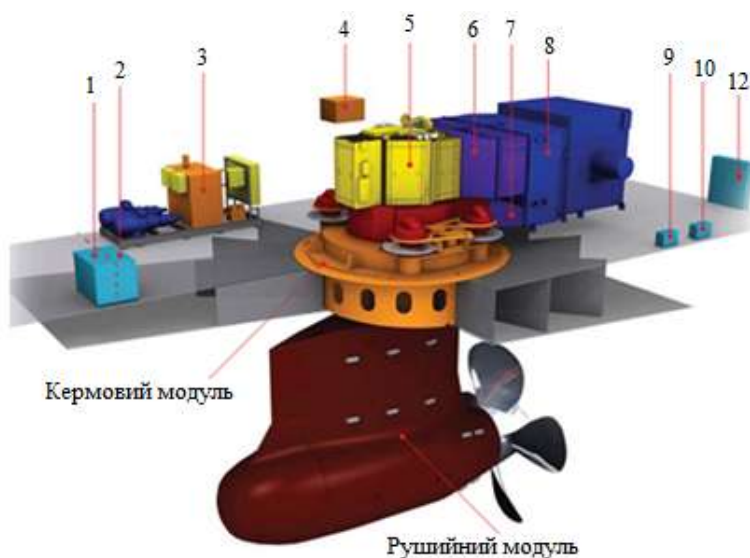


Рис. 3.1. Гребна електрична установка Azipod серії V:

- 1, 2 – блоки підготовки масла; 3 – гідравлічний силовий блок;
4 – напірний бак; 5 – блок контактних кілець; 6 – повітропровід вихідний; 7 – повітропровід вхідний; 8 – блок повітряного охолодження; 9 – блок управління подачею повітря; 10 – блок локального резервування; 11 – інтерфейсний блок Azipod

У верхній частині до гондoli приварена вертикальна шахта, що становить з гондолою єдину конструкцію. Гондолу з шахтою встановлюють під кормою судна таким чином, щоб відкритий верхній торець шахти виходив на палубу, розташовану вище ватерлінії. На цій палубі розміщуються необхідні для роботи ГЕУ системи. Шахта і гондола з ГВ може розвертатися за допомогою рульового модуля навколо вертикальної осі. При цьому змінюється напрямок тягового зусилля гвинта щодо поздовжньої осі судна. Azipod забезпечує рух судна, а також замінює рульовий пристрій і кормовий підрулювальний пристрій. Причому, радіус циркуляції під час повороту судна з установкою Azipod зменшується, а маневреність значно поліпшується.

Стандартна установка Azipod оснащена ГВ тягучого типу. На судах льодового класу ГВ, як правило, виготовлені з нержавіючої сталі, а на судах для відкритої води – з бронзи.

Електропостачання електродвигуна і допоміжного обладнання, розміщеного в гондолі, здійснюється або через блок струмоз'ємних кілець, встановлений у верхній частині шахти, або через гнучкі кабелі, які допускають закручування під час повороту гондoli з шахтою. У разі

використання струмознімних кілець вузол гондоли може обертатися навколо вертикальної осі на 360° , у разі використання гнучких кабелів кут повороту гондоли обмежений.

ГЕУ з модулями Azipod у загальному випадку складається з генераторних агрегатів (ГА), суднової електростанції (СЕС), головного розподільного щита (ГРЩ), трансформаторів (якщо вони потрібні), силових ППЧ, що забезпечують управління ГЕД, і модулів Azipod із системою управління (рис. 3.2).

Система електроруху Azipod має цілу низку істотних переваг, які дозволили їй набути широкого поширення:

- забезпечує відмінні динамічні якості та маневреність судна;
- підвищує безпеку плавання і резервування рушійної установки;
- виключає потребу в довгій лінії валопроводу, кермі, кормових підрулювальних пристроях, гвинтів регульованого кроку і понижувальних редукторах;
- допускає простішу конструкцію корпусу судна;
- дає змогу економити корисний простір на судні для вантажів і пасажирів;
- знижує рівні шуму і вібрації;
- операційна гнучкість ГЕУ веде до зменшення встановленої потужності, до зниження споживання палива, зменшення вартості ремонту, поліпшення екології через зменшення кількості вихлопних газів;
- зменшує час простою судна;
- підходить як для суворих арктичних, так і для інших кліматичних умов.

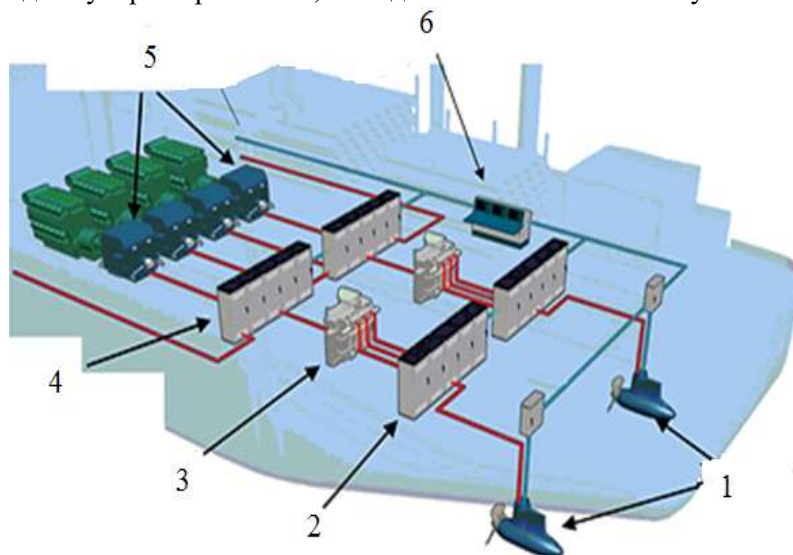


Рис. 3.2. Розміщення на судні компонентів ГЕУ з модулями Azipod: 1 – рушії; 2 – перетворювачі частоти; 3 – трансформатори; 4 – ГРЩ; 5 – генераторні агрегати; 6 – система автоматики.

За минулі роки (більш, ніж двадцять) років фірма АВВ розробила три серії гребних установок Azipod V – "класичний" (рис. 3.1); X – наступне покоління гребних установок; С – "компактний". Тривають розробки ГЕУ Azipod серії VI для суден льодового класу.

Фірма АВВ використовує для визначення типу ГЕУ Azipod такі позначення:



Гребні установки Azipod типу V

Сфера застосування ГЕУ Azipod типу V (рекомендована фірмою ABB):

- варіант виконання VO (для відкритої води) – пасажирські круїзні судна і пороми;
- варіант виконання VI (для льодових умов) – криголами і суднами льодового класу.

На рис. 3.3 наведено вихідні параметри – потужність і частоту обертання гвинта для ГЕУ Azipod типу VO і XO.

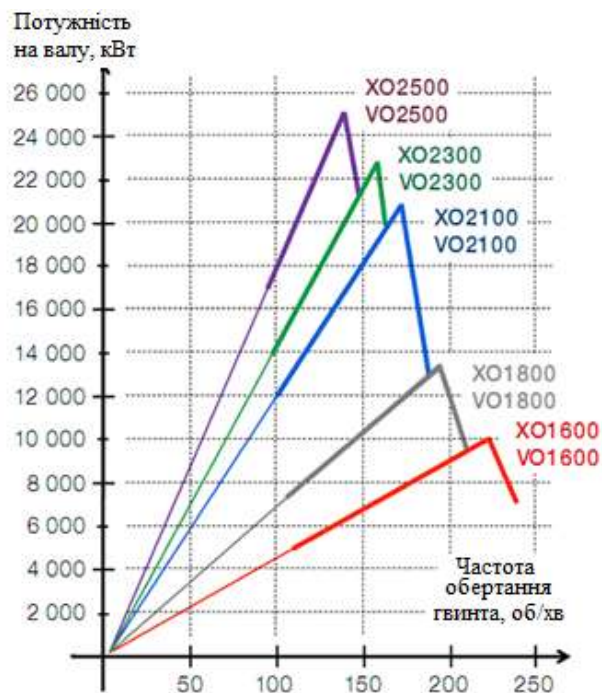


Рис. 3.3. Робочі зони ГЕУ Azipod типу VO і XO

Вибір потужності ГЕУ Azipod для конкретного судна залежить від швидкості ходу судна і необхідної для цього величини сили тяги ГЕУ.

У ГЕУ Azipod типу V і X використовується гребний синхронний або асинхронний електродвигун. АД із короткозамкненим ротором застосовують для систем із невеликою потужністю (5 МВт і нижче), а СД – в системах із вищою номінальною потужністю. Двигуни можуть бути одно- або двообмотковими, залежно від номінальної потужності та вимог до резервування.

Для СД потрібен пристрій збудження, який забезпечує живлення обмотки збудження ротора. Збудник з обертовими випрямлячами розташовується на валу ротора гребного двигуна.

Потужність і частота обертання рушія Azipod забезпечується перетворювачем частоти, який забезпечує необхідні значення напруги, струму і частоти для кожного робочого режиму. Живлення подається по кабелях і через щітки та контактні кільця блоку контактних кілець на обмотки ГЕД. Для обмоток статора двигунів, пристроїв збудження і управління, в блоці контактних кілець є окремі контактні кільця.

На рис. 3.4 наведено габаритне креслення ГЕУ Azipod типу V.

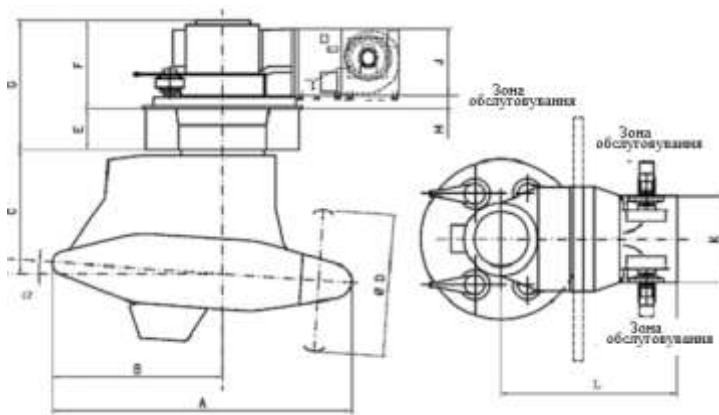


Рис. 3.4. Габаритне креслення ГЕУ Azipod типу V.

До складу ГЕУ Azipod V і VI входять два модулі – рушійний і рульовий, а також кілька блоків і пристроїв: блок контактних кілець; блок повітряного охолодження; силовий гідравлічний блок; два блоки підготовки мастила; напірний бак; інтерфейсний блок для місцевого контролю режимів роботи ГЕУ; пристрій управління подаванням повітря; блок місцевого управління.

1. Рушійний модуль складається з: корпусу гондоли; гребного електродвигуна; збудника (у разі застосування синхронного електродвигуна); валу; радіально-наполеглих підшипників валу з боку, протилежного до гвинта; радіальних підшипників з боку гвинта; ущільнення валу з боку гвинта і гребного гвинта.

2. Рульовий модуль включає: монтажну конструкцію; поворотний механізм; ущільнення рульового модуля; гідромотори. Ущільнення рульового модуля складається з 4 кілець ущільнювачів. Два верхніх підпружинених кільця утримують мастило підшипника. Два нижніх кільця перешкоджають проникненню забортної води під час руху на хвилях, хоча рівень спокійної води не досягає нижнього кільця.

Установки Azipod VI можуть бути застосовані на криголамах і суднах льодового класу – танкерах, вантажних і науково-дослідних суднах, суднах спеціально призначених для роботи в вкритих льодом водах.

Для суден льодового класу дуже важлива здатність незалежного плавання в льодах, тобто робота в льодових умовах без додаткової допомоги з боку криголамів.

Установки Azipod VI значно підвищують можливості суден для незалежного плавання. Було відомо, що рух судна кормою вперед у льодах дає змогу поліпшити здатність до плавання в льодах. Це відбувається внаслідок ефекту обмивання корми судна кільватерним струменем від ГВ. Однак за наявності у судна керма рух судна кормою вперед небезпечний через можливість пошкодження керма. За наявності у судна рушія Azipod рух судна в льодах кормою вперед стає безпечним, і криголамні характеристики судна значно поліпшуються.

Рух судна вперед кормою особливо ефективний під час наближення до зон проходу через суцільні крижані тороси. Гребний гвинт дробить підводну частину торосів на шматки льоду і розганяє їх, витісняючи струменем від ГВ.

Також очевидна ще одна перевага ГЕУ на криголамних суднах - це високий момент електродвигуна. Електричний двигун і пов'язаний з ним перетворювач частоти можуть бути спроектовані таким чином, щоб забезпечувати максимальний крутний момент на низьких значеннях частоти обертання ГВ і навіть при його зупинці.

При розташуванні установки Azipod у корпусі судна, жоден вузол ГЕУ не повинен виходити за межі борту або транця. Рушійні модулі Azipod мають розташовуватися один від одного на такій відстані, щоб забезпечити достатній зазор за всіх кутів повороту (мінімально рекомендована відстань становить 300...500 мм залежно від конкретного судна). Кут відхилення осей парних модулів Azipod від вертикалі може становити до 6° (рис. 3.6).

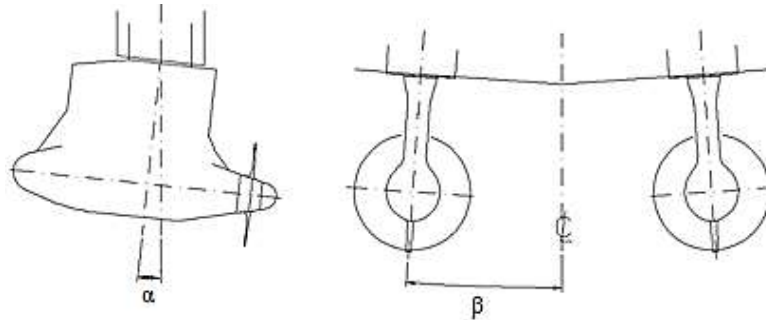


Рис. 3.6. Взаємне розташування парних модулів Azipod

Під час встановлення ГЕУ Azipod спочатку до судна кріпиться рульовий модуль. Він опускається зверху на призначене для нього місце встановлення (рис. 3.7).



Рис. 3.7. Ділянка корпусу судна, підготовлена для монтажу рульового модуля

Елементи сполучення рульового модуля і корпусу судна з'єднуються зварюванням. Коли рульовий модуль встановлений і закріплений, знизу до рульового модуля піднімається рушійний модуль і кріпиться до поворотної насадки рульового модуля болтовими з'єднаннями. Після встановлення рульового і рушійного модулів можна монтувати інші блоки гребної установки.

Блок контактних кілець призначено для подачі еживлення на рушійний модуль і передавання інформаційних сигналів через відповідні контактні кільця та щітки. Крім того, через блок контактних кілець забезпечується подача мастила в обох напрямках, подача і вихід повітря системи охолодження і виведення дренажної магістралі системи осушення. Блок контактних кілець монтується зверху на рульовому модулі. У верхній частині блоку встановлюються механічний індикатор кута повороту рульового модуля датчики зворотного зв'язку за кутом повороту.

До складу блоку контактних кілець входять:

- комплект контактних кілець і щіток для передачі інформаційних сигналів;
- комплект контактних кілець і щіток для подачі допоміжного електроживлення;
- комплект із чотирьох контактних кілець і необхідного числа щіток для живлення системи збудження;

– комплект з восьми контактних кілець і необхідного числа щіток для передачі основного електроживлення з виходу перетворювачів частоти на обмотки двигуна.

Блок повітряного охолодження призначений для охолодження рушійного модуля повітрям, що циркулює в замкнутому контурі.

Блок містить у собі такі основні вузли:

- два повітряно-водяні теплообмінники (з трубками з мідно-нікелевого сплаву), які встановлені за паралельною схемою;
- комплект заслінок, що регулюють повітряний потік;
- два відцентрових вентилятори, на базі трифазних АД із короткозамкненими роторами.

Блок повітряного охолодження має комплект сполучних повітропроводів для під'єднання до блоку контактних кілець. Схему руху потоків охолоджувального повітря наведено на рис. 3.8.

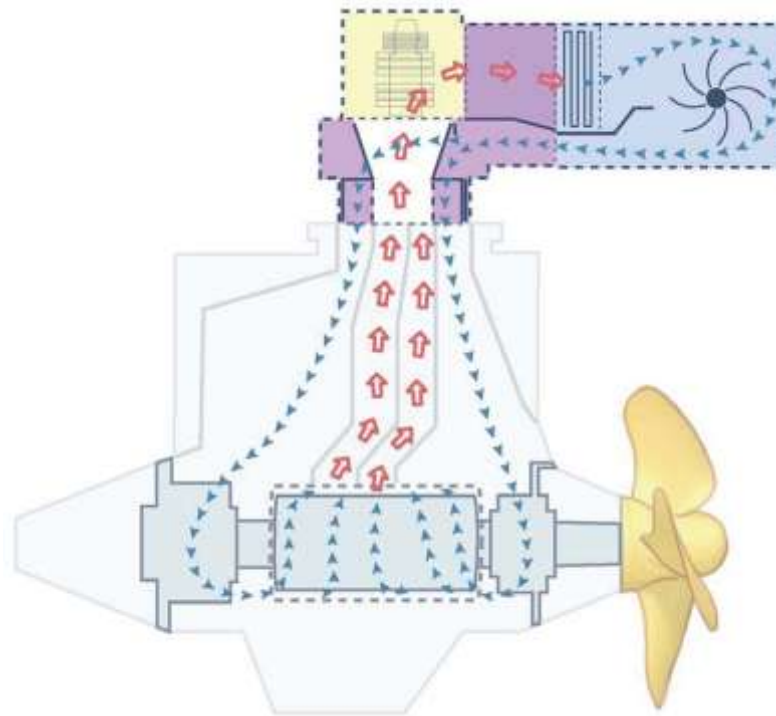


Рис. 3.8. Принцип дії блока охолодження установки Azipod

Потік холодного повітря подається вентиляторами з блоку повітряного охолодження через повітропроводи та блок контактних кілець донизу, у внутрішню порожнину рушійного модуля, охолоджує елементи електродвигуна та нагрівається, а потім уже теплий потік повітря прямує догори, проходить через повітряно-водяний теплообмінник, охолоджується та знов нагнітається вентиляторами в рушійний модуль.

Установки "Азипод" комплектуються одним із чотирьох стандартних блоків повітряного охолодження CAU 15, CAU 19, CAU 23 і CAU 27. Число в маркуванні блоку означає витрату повітря в номінальному режимі роботи, відповідно від 15 м³/с до 27 м³/с. Потужність кожного з електродвигунів вентиляторів у різних блоках становить від 37 кВт до 160 кВт. Номінальна температура холодного повітря, що подається в рушійний модуль 45° С, номінальна температура повітря на виході з рушійного модуля 70° С. Витрата охолоджувальної води - від 23 л/с до 51 л/с. Температура охолоджувальної води на вході теплообмінника - 36° С, на виході з теплообмінника - 43° С.

Силовий гідравлічний блок призначений для розвороту рульового і рушійного модуля відносно корпусу судна і зміни напрямку тяги гвинта відносно поздовжньої площини судна. До складу гідравлічного блоку входять два головні насоси, два підживлювальні насоси, два АД, що обертають насоси, пускові пристрої для запуску електродвигунів, трубопроводи і клапани системи гідравліки, сервоприводи, що керують витратою насоса і пристрій тривожної сигналізації.

Силовий гідравлічний блок дає можливість необмеженого розвороту рульового і рушійного модуля на 360 градусів. На рис. 3.9 наведено спрощену схему, що пояснює роботу силового гідравлічного блоку.

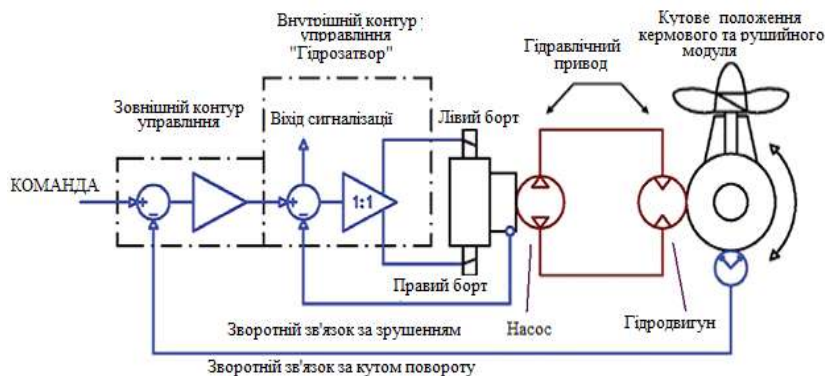


Рис. 3.9. Схема силового гідравлічного блоку

Для роботи силового гідравлічного блоку за допомогою пускового пристрою запускається АД (пусковий пристрій і АД на схемі не показано), на його валу встановлено головний насос, показаний на схемі, і підживлювальний (не показаний на схемі). Підживлювальний насос забезпечує нормальне заповнення системи гідравліки робочою рідиною. Головний насос пов'язаний трубопроводами правого і лівого борту з гідродвигуном, на валу якого встановлена шестерня, що входить у зачеплення із зубчастим колесом поворотного механізму рульового модуля. Витратою головного насоса і напрямком подачі робочої рідини в трубопровід правого або лівого борту керує електромагніт сервоприводу.

Силовий гідравлічний блок працює так: із системи управління судном надходить команда, яка задає положення рульового і рушійного модулів, тобто напрямок тяги гвинта. На суматорі команда порівнюється з сигналом зворотного зв'язку від датчика положення рульового і рушійного модуля, що визначає фактичне положення рульового і рушійного модулів. Суматор визначає різницю між заданим і фактичним положенням рульового і рушійного модулів.

Потім ця різниця посилюється і надходить ще на один суматор, на другий вхід якого надходить сигнал внутрішнього зворотного зв'язку, пропорційний положенню електромагніту, який регулює витрату і напрямок подачі насоса.

З виходу другого суматора сигнал, пропорційний різниці заданого положення електромагніту і фактичного положення посилюється, і надходить на обмотки електромагніту. Цей сигнал змушує якір електромагніту переміщатися в таке положення, при якому сигнал різниці заданого положення електромагніту та фактичного положення зменшиться до нуля, тобто якір електромагніту переміститься в положення, задане командою.

Положення якоря електромагніту задає витрату і напрямок подачі насосом робочої рідини в трубопровід правого або лівого борту. Потік робочої рідини, створений насосом, змушує обертатися гідродвигун і розгортати рульовий і рушійний модуль. Розвертається також і ротор датчика положення рульового та рушійного модуля в такому напрямку, щоб різниця між сигналом команди та сигналом зворотного зв'язку з датчика зменшувалася.

Система працює доти, доки сигнал датчика положення рульового і рушійного модуля не дорівнюватиме сигналу команди. Тоді положення рульового і рушійного модуля дорівнюватиме заданому. Сигнал на виході суматора команди і сигналу зворотного зв'язку дорівнюватиме нулю. Якір електромагніту займе нульове положення, за якого витрата насоса дорівнюватиме нулю, і гідродвигун зупиниться.

Витрата насоса, швидкість обертання гідронасоса, а отже, і швидкість розвороту рульового і рушійного модуля в системі, пропорційні помилці, тобто різниці між командою і сигналом датчика положення рульового і рушійного модуля.

Кількість гідродвигунів може становити від 2 до 6, залежно від типу ГЕУ. Шестерні всіх гідродвигунів входять у зачеплення з одним і тим самим зубчастим колесом поворотного механізму рульового модуля. У силовому гідравлічному блоці можуть працювати одночасно два

насоси, але може працювати і один із двох насосів. Від числа працюючих насосів залежить швидкість розвороту рульового і рушійного модуля:

- один насос – 2,5 градуса/с;
- два насоси – 5,0 градусів /с.

Один насос використовується під час руху судна у відкритому морі, два насоси – під час маневрування. Розділовий клапан дає змогу в разі несправності відсікти несправну частину гідросистеми, і несправність не буде створювати перешкоди для роботи частини, що залишилася.

Для утримання гребного валу під час технічного обслуговування передбачено гідравлічне дискове гальмо. Гальмо приєднується вручну й активується від силового гідравлічного блоку. Утримувальна здатність гальма залежить від конструкції гребного гвинта. Максимальна допустима швидкість судна відносно води при загальмованому гребному валі також залежить від конструкції ГВ. Гальмо не можна використовувати під час виконання льодових операцій.

Блоки підготовки мастила входять у систему змащення підшипників і ущільнення валопроводу (рис. 3.10).

Мастила для змащення підшипників і ущільнення валопроводу проходять підготовку в двох блоках підготовки мастила БПМ 1 і БПМ 2. Підготовка мастила полягає у фільтрації мастила від забруднень і стабілізації температури. У блоках також здійснюють контроль відносного вмісту води в мастилі за допомогою спеціального датчика.

З блоку БПМ 1 масло через поворотний вузол подачі рідини надходить в упорний роликівий підшипник. Упорний підшипник герметизований з двох боків кільцевими ущільненнями. Між ущільненнями встановлений маслосбірник, з якого масло циркуляційним насосом знову повертається в блок підготовки масла БПМ 1. Циркуляція масла для упорного роликівий підшипника під час роботи рушійного блоку здійснюється безперервно. Передбачено два насоси: один робочий, другий резервний. Якщо температура упорного підшипника піднімається вище допустимої, то автоматично знижується потужність, яку розвиває гребний двигун. Стабілізація температури масла здійснюється теплообмінником прісної води низькотемпературного контуру.

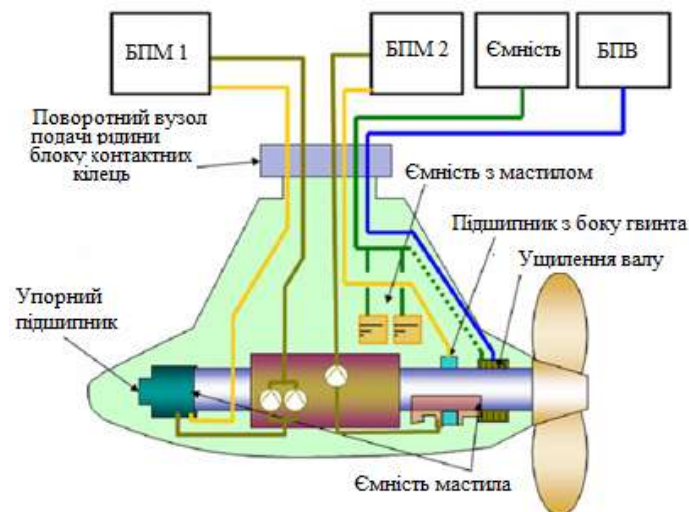


Рис. 3.10. Схема змащування підшипників і ущільнення валопроводу

З блоку БПМ2 масло подається в підшипник з боку гребного гвинта і в герметизуюче ущільнення валу, що перешкоджає проникненню морської води у внутрішню порожнину гондоли. Герметизуюче ущільнення складається з п'яти кілець еластомеру. З боку гондоли підшипник герметизований двома кільцями ущільнення. Між герметизувальними ущільненнями знаходиться маслосбірник, з якого масло за допомогою насоса повертається в БПМ 2.

Суднова автоматизована система управління відстежує рівень і температуру мастила, і за потребою видає сигнали тривоги. Інформацію про роботу системи змащення передають також у систему управління пропульсивною установкою.

Гребні установки Azipod типу X

Серію гребних електричних установок "Azipod XO" було створено на базі установок "Azipod V", з урахуванням досвіду розроблення та експлуатації на судах установок першої серії. Під час розроблення установок "Azipod XO" було поставлено мету – створити такі гребні установки, щоб їх можна було легко адаптувати для широкого кола суден різних типів.

Цієї мети було досягнуто за рахунок проектування конструкції всіх гребних установок серії "Azipod XO" зі стандартних модулів. П'ять типів гребних електричних установок серії "Azipod XO" формуються з 350 модулів і здатні працювати в діапазоні потужностей від 4,5 до 25 МВт на одну установку. Серію установок "Azipod XO" було запущено з першої моделі "Azipod XO 2100" у 2009 році. Модульна і стандартизована серія установок "Азипод ХО" має такі переваги:

- гнучка й економічно ефективна адаптація до конкретних суден;
- скорочення часу розроблення проекту;
- зниження часу виготовлення і вартості установок;
- спрощення компонування і скорочення часу монтажу на борту судна;
- підвищення якості гребних установок і скорочення загального часу постачання.

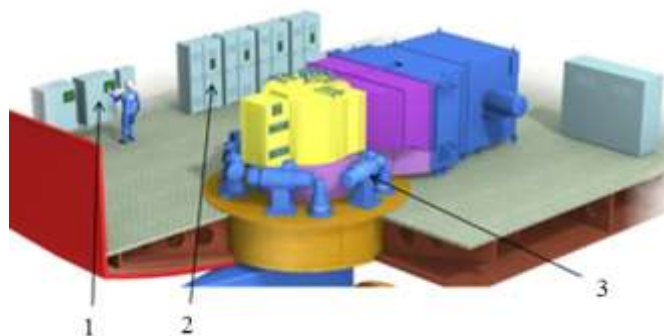
Структура установок "Azipod XO" є гнучкою, їх можна застосовувати в кількох різних конфігураціях і адаптувати до широкого спектру суден. Крім того, нова серія гребних установок простіша й більш економічна в експлуатації. За даними фірми АВВ, ГЕУ "Azipod XO" у порівнянні із серією ГЕУ "Azipod V", дає змогу суднам заощаджувати приблизно 20 % палива.

Фірма АВВ рекомендує такі варіанти застосування "Azipod XO":

- одна установка " Azipod " може бути використана на танкерах і вантажних судах; надійність ГЕУ забезпечується застосуванням ГЕД із двома дубльованими обмотками;
- дві установки " Azipod " рекомендується встановлювати на круїзних судах, яким необхідно мати надійну ГЕУ і високі маневрені властивості;
- три установки " Azipod " доцільно застосовувати на великих судах, для яких потрібна висока потужність і надійність ГЕУ;
- установки "Azipod" з двома гвинтами, які обертаються в різні боки, мають унікальні гідродинамічні характеристики; вони призначені для високошвидкісних суден з ГЕУ великої потужності, таких як контейнеровози і пороми.

Компонування установок " Azipod XO" багато в чому аналогічне компонуванню ГЕУ " Azipod V". Але є й істотні відмінності в загальній конструкції ГЕУ і побудові окремих систем.

- Гондола рушійного модуля стала просторішою, було покращено доступ екіпажу в рушійний модуль для контролю роботи і профілактичного обслуговування систем модуля.
- Радикальні зміни торкнулися системи рульового управління і підшипників рушійного модуля. Замість гідравлічної системи рульового управління для установок " Azipod XO" було створено повністю електричну (рис. 3.11).
- На загальну шестерню рульового модуля установки паралельно працюють чотири електроприводи. До складу кожного електроприводу входять АД зі знижувальним редуктором і блок управління. Управління електроприводами здійснюється від загальної системи управління. Сумарна потужність чотирьох АД значно перевищує потужність, яка необхідна для розвороту гребної установки. Структурна надмірність і великий запас потужності рулевих електроприводів надають рульовій системі, розробленій для установок " Azipod XO", високу надійність.



10

Рис. 3.11. Електрична система рульового управління:

1- система рульового керування; 2 - блоки керування рулевими електроприводами; 3 - електродвигуни рульової системи.

- Електрична система рульового управління набагато зручніша під час монтажу на судні, ніж гідравлічна, має вищий ККД, проста в експлуатації і менш галаслива.

Для установок "Azipod XO" було розроблено новий упорний підшипник (рис. 3.12).

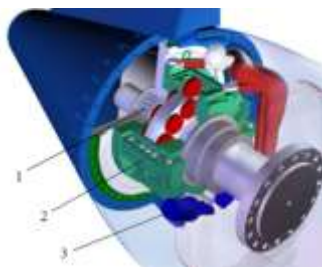


Рис. 3.12. Схема упорного підшипника установок "Azipod XO":
1 - радіальний роликовий підшипник; 2 - упорний підшипник ковзання;
3 – збірник мастила.

Упорний підшипник – є комбінацією радіального роликового підшипника й упорного підшипника ковзання. Конструкція гондולי і підшипника дає змогу виконувати профілактичний ремонт підшипника під час зупинок судна в порту без встановлення судна в сухий док.

Гребні установки "Azipod" типу Compact

У 2000 році фінська фірма АВВ повідомила про розробку ГЕУ Compact Azipod (Azipod[®] CO), що має мінімальні габарити і масу (рис. 3.13).



Рис. 3.13. Зовнішній вигляд ГЕУ Azipod[®] CO

Особливостями встановлення Azipod[®] CO є:

- застосування СД із постійними магнітами;
- пряме охолодження водою двигуна;
- електричний привід рульового механізму;
- модульна конструкція.

Установки Azipod[®] CO мають тягучий гвинт і одиничну потужність від 1,3 МВт до 4,5 МВт. Розроблено три типорозміри Azipod[®] CO:

- Azipod[®] CO 0980;
- Azipod[®] CO 1250
- Azipod[®] CO 1400.

На рис. 3.14, для кожного типорозміру, показано залежність потужності на валу ГЕУ від частоти обертання гвинта.

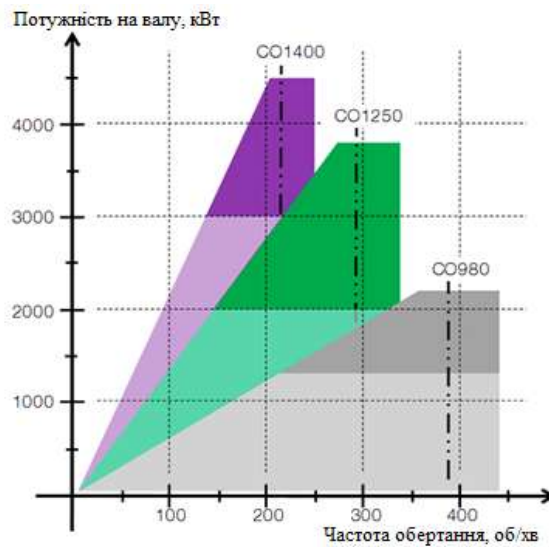


Рис. 3.14. Залежність потужності на валу ГЕУ Azipod® CO від частоти обертання гвинта

На рис. 3.15 показано схему конструкції рушійного модуля ГЕУ Azipod® CO.

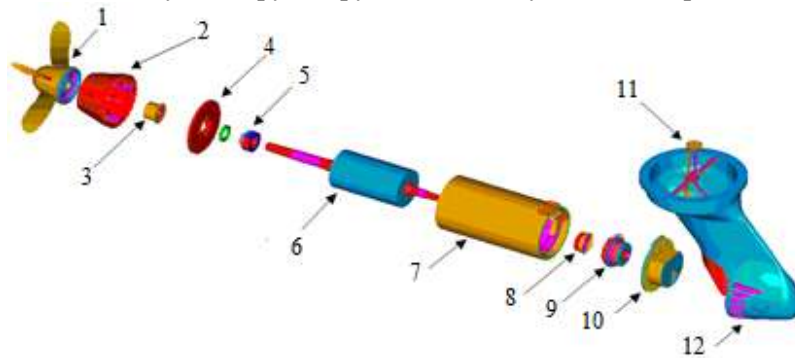


Рис. 3.15. Схема конструкції рушійного модуля ГЕУ Azipod® CO:

- 1 - ГВ фіксованого кроку; 2 - захисний конус ущільнення валу;
- 3 - ущільнення валу; 4 - захист підшипника з боку гвинта;
- 5 - підшипник з боку гвинта; 6 - ротор; 7 - статор; 8 - стопорне гальмо; 9 - напольгливий підшипник; 10 - корпус упорного підшипника; 11 - силові та інформаційні кабелі й трубопроводи; 12 - опора

Схему конструкції ГЕУ Azipod® CO наведено на рис. 3.16.

До складу рушійного модуля включено синхронний електродвигун з постійними магнітами на роторі, гребний вал, радіальний і упорний підшипники, гальмо для фіксації гребного валу, ущільнення підшипників, гребного валу та гвинта фіксованого кроку.

Гребний двигун охолоджується за рахунок теплопередачі в навколишню морську воду без використання додаткових засобів охолодження. Рушійний модуль заповнений повітрям під тиском, для запобігання протіканню морської води у внутрішню порожнину модуля через ущільнення гребного валу. Повітря подається компресорами.

Рушійний і рульовий модулі з'єднуються сталевим корпусом опори в єдину конструкцію. Через внутрішню порожнину опори рульовий і рушійний модулі з'єднуються силовими та інформаційними кабелями і трубопроводами.

Застосування гребних установок типу «Азипод»

12

За минулі з моменту створення першої ГЕУ "Азипод" роки, фінські суднобудівники оснастили цими установками понад 100 суден: пасажирських, контейнеровозів, танкерів, суден постачання та інших видів суден.

Серед цих суден лайнep Oasis of the Seas (Оазис морів), побудований наприкінці 2009 року (рис. 3.17).



Рис. 3.17. Круїзне судно «Oasis of the Seas»

«Oasis of the Seas» – третій з чотирьох найбільших у світі лайнерів класу "Оазис" і "Свобода", побудованих у Фінляндія на верфі в Турку. Довжина судна – 361 метр, ширина – 66 метрів, а його найвища точка височіє над поверхнею води на 72 метри. Валова місткість судна (GT) – 225.000 м³. На 16 палубах у 2704 каютах можуть розміститися 6.360 пасажирів, а екіпаж становить 2.100 осіб.

Судно обладнане 6 двигунами виробництва компанії Wärtsilä – трьома 12 -циліндровими 12V46D і трьома 16 -циліндровими 16V46D чотиритактними V-подібними дизелями. Повна потужність 97.020 kW (131.947 к.с.). Три генератори по 21.000 kVA і три по 15.800 kVA забезпечують електроенергією гребні установки та інші суднові споживачі.

Під кормою встановлено три 20 -ти мегаватні гребні установки фірми ABB Azipod®, здатних повертатися на 360° і створювати тягу в будь-якому напрямку.

Ще один приклад судна з гребною установкою Azipod надано на рис. 3.18. На рисунку зображено схему ГЕУ плавучої бурової платформи для глибоководного буріння, на якій змонтовано 8 установок Azipod® CZ, які забезпечують переміщення платформи та стабілізацію на поверхні води під час буріння.

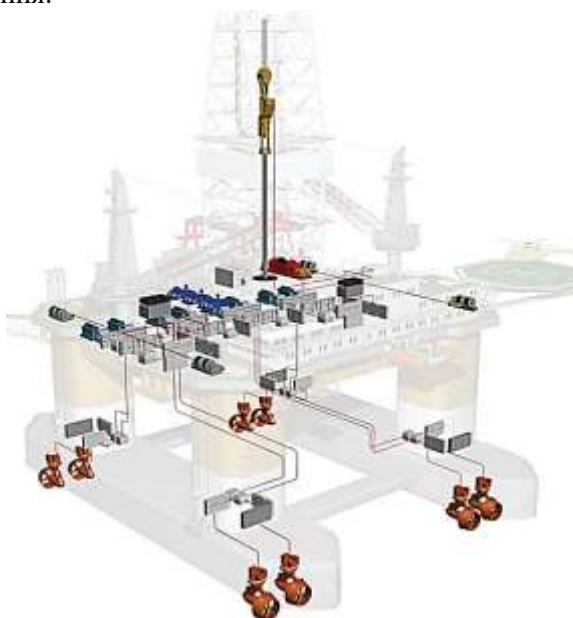


Рис. 3.18. Схема ГЕУ бурової платформи з установками Azipod® CZ₁₃

Крім фірми ABB, установки "Азипод" випускаються низкою інших зарубіжних фірм – "Siemens AG", Schottel", "Alstom", "Rolls-Royce" та інші. Принципових відмінностей у конструкції та компонуванні установок "Азипод" розробки різних фірм немає. Загалом, ці фірми повторюють конструкцію установок Azipod® вперше створених фірмою ABB.

ГВИНТОРУЛЬОВІ КОЛОНКИ

Конструкція гвинторульових колонок

Гвинторульова колонка (ГРК) – пристрій, що містить муфту для з'єднання вхідного валу ГРК з валом гребного двигуна, механічну передачу і гребний гвинт. Частина ГРК з гребним гвинтом може повертатися на 360 градусів для створення тяги гвинта в будь-якому напрямку відносно корпусу судна. Тому ГРК є і рушієм, і рульовим пристроєм.

Висувні або відкидні ГРК на судах застосовували давно або як допоміжні рушійні пристрої, або як пристрої для підрулювання. У дев'яності роки було створено ГРК великої потужності – до кількох одиниць МВт, і з'явилася можливість використовувати їх як головний рушій для широкого кола суден. Причому, ГРК використовують у поєднанні не тільки з гребними електродвигунами, а й із дизелями.

Гребні установки з ГРК забезпечують судну низку переваг:

- підвищення керованості суден без традиційних рульових пристроїв;
- зниження гідродинамічного опору корпусу завдяки оптимізації кормових обводів за менш жорстко регламентованого розміщення енергетичної установки;
- зменшення акустичних шумів і вібрації;
- вищий ККД гребної установки;
- скорочення часу побудови судна;
- економію палива за рахунок загального поліпшення гідродинаміки судна;
- можливість збільшення об'ємів трюмів при збереженні головних розмірів судна тощо.

Найпоширенішою конструкцією ГРК, є конструкція, яка отримала назву "Z-Drive" (завдяки розташуванню валів механічної передачі). На рис. 4.1 показано ГРК "Z-Drive", розроблену німецькою фірмою Schottel.

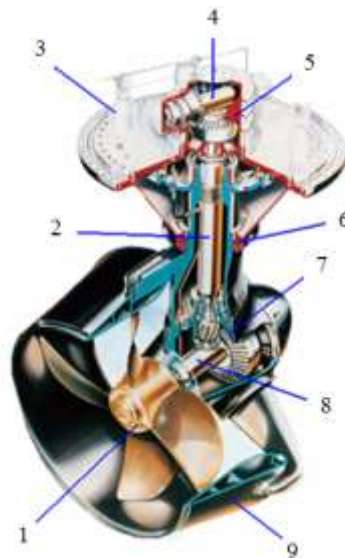


Рис. 4.1. ГРК "Z-Drive" фірми Schottel: 1 – гребний гвинт;
2 – вертикальний вал; 3 – рульовий привід; 4 – вхідний вал; 5 – перша зубчаста конічна пара; 6 – ущільнення; 7 – друга зубчаста конічна пара;
8 – вихідний вал; 9 – насадка.

Розташований горизонтально вихідний вал гребного двигуна з'єднується муфтою з вхідним валом ГРК, також розташованим горизонтально. Потім обертання, за допомогою верхньої конічної зубчастої пари, передається на вертикальний вал ГРК і за допомогою ще однієї – нижньої конічної зубчастої пари – з вертикального валу передається знову на горизонтально розташований вихідний вал ГРК. На впау встановлено гребний гвинт. Трансмісія для передачі обертання від гребного двигуна до гвинта загалом утворює форму, подібну до літери "Z".

Частина ГРК, разом із вихідним валом і гвинтом, може за допомогою рульових приводів повертатися на необмежений кут відносно частини нерухомо закріпленої в кормовій частині

судна. Це дає змогу змінювати напрямок тяги гвинта і використовувати ГРК як рульовий пристрій. Проникненню морської води у внутрішню порожнину ГРК перешкоджає герметичне ущільнення, розташоване між поворотною і нерухомою частинами ГРК.

Рідше, ніж конструкція "Z-Drive", використовуються конструкції ГРК типу "L-Drive". На рис. 4.2 наведено схему ГРК типу "L-Drive" із гребним електродвигуном, розроблену також фірмою Schottel.

У ГРК типу "L-Drive" вал електродвигуна і вхідний вал ГРК розташовуються вертикально, і потрібна тільки одна конічна зубчаста пара для передачі обертання на ГВ.

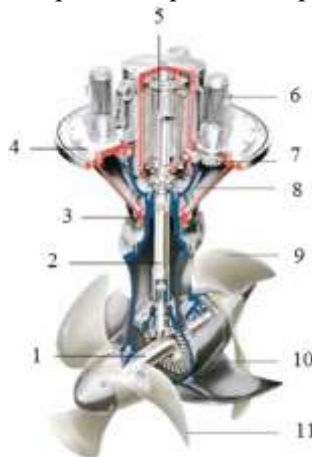


Рис. 4.2. ГРК "L-Drive" фірми Schottel: 1 – горизонтальний вал;
2 – вертикальний вал; 3 – ущільнення; 4 – монтажний фланець;
5 – гребний електродвигун; 6 – кермовий електродвигун;
7 – редуктор кермового приводу; 8 – муфта;
9 – штовхаючий гвинт; 10 – редуктор ГРК; 11 – гвинт

За якісними показниками ГЕУ з ГРК багато в чому аналогічні ГЕУ Azipod. Однак між ними є й суттєві відмінності. В установках Azipod доступ до двигуна, його обслуговування і ремонт ускладнені у зв'язку з обмеженістю обсягу гондоли. При використанні ж ГРК зберігаються традиційні переваги стаціонарних рушійних установок, такі, як зручний доступ для контролю і ремонту рушійних установок і велика захищеність розташованих під корпусом рушійних комплексів.

ГРК компактніші, ніж пристрій Azipod і створюють менший гідродинамічний опір під час руху судна. Оскільки в конструкції ГРК використовується редуктор, то для рушія можна використовувати гребні двигуни з більшою частотою обертання і меншими габаритами, ніж у пристроях Azipod. Однак потужність і момент ГРК обмежують зубчасті пари механічної передачі, тому потужність ГРК, які зараз випускаються, **менше ніж 10 МВт**. При великих значень потужності ГЕУ необхідне встановлення гвинта безпосередньо на вал двигуна, як це забезпечується в установках Azipod.

Німецька фірма Schottel випускає декількох типів ГРК: Schottel Ruderpropeller, Schottel Twin Propeller, Schottel Combi Drive. У якості прикладу, на рис. 4.1 показано пристрій ГРК типу **SRP** (Schottel Ruderpropeller), потужність яких становить від 100 кВт до 6 МВт.

ГРК типу SRP застосовують на судах різних видів: пасажирських, поромках, буксирах, судах постачання, дослідницьких судах, плавкранах і бурових платформах. На рис. 4.3 наведено зображення кормової частини споруджуваного судна зі встановленими ГРК типу SRP.



Рис. 4.3. Кормова частина судна з ГРК типу SRP
На рис. 4.3 показано кормова частина буксира, оснащеного двома ГРК типу SRP 3030.

Розміри буксира: довжина 78,91 м; ширина 18,00 м.

Головний рушій: дві ГПК типу SRP 3030 FP; передавальне число редуктора 5,3.

Два гребні електродвигуни потужністю 2700 кВт і частотою обертання 1000 об/хв; діаметр гвинта 3000 мм.

Швидкість буксира 14,9 вузлів на годину, сила тяги 111 тон.

Крім німецької фірми Schottel, гвинторульові колоноки випускають багато зарубіжних фірм: фінська Steerprop, американська фірма Thrustmaster, англійська Rolls-Royce, голландська Veth Propulsion, шведська Volvo Penta, компанія ZF Marine Propulsion Systems, Aqua Manoeuvre Systems, корпорація Flowserve та інші. Конструктивні схеми і характеристики ГПК різних фірм багато в чому аналогічні.

ПІДРУЛЮЮЧІ ПРИСТРОЇ

Підруючі пристрої в системах активного управління рухом судна

Під час заходу в порт і виходу з порту, під час швартування до причальної стінки величезне значення має маневреність судна. Завод судна в порт можуть забезпечувати буксири. Якщо судно має власні засоби маневрування, воно може здійснювати ці операції самостійно. Величезне значення під час низки робіт і операцій має можливість утримання судна на місці в обраній позиції. Це забезпечується системами динамічного позиціонування (ДП), які можуть містити як гвинто-кормові колонки, так і тунельні підруючі пристрої (ТПП).

ТПП можуть створювати упор, спрямований перпендикулярно борту судна. Як правило, ТПУ розташовуються в носі або і в кормі судна, де вони можуть створювати найбільший момент, щодо розгортання судна. Підруючі пристрої забезпечують судну прекрасні маневрові властивості, аж до повороту його на місці

На відміну від пропульсивних гребних установок, підруючі пристрої використовуються під час маневрування судна. Рух судна забезпечують гребні гвинти (класичні, або Azipod) і гвинторульові колонки.

В тунельних ПП використовують гвинти фіксованого кроку (ВФШ) і гвинти регульованого кроку (ВРШ). Використання ВРШ має певні переваги, оскільки під час маневрування – вони дають змогу забезпечувати реверс і перемикання з одного режиму роботи на інший.

ТПП поділяються на:

- носові НПП (водометні, стандартні та насосні).
- кормові КПП.

Як приклад, на рис. 5.2 показано тунельний підруючий пристрій, розташований у носі судна.

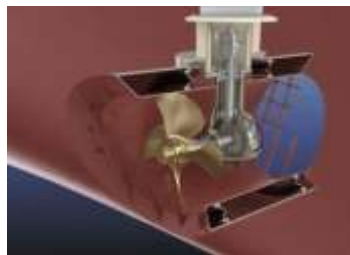


Рис. 5.2. Безшумний ТПП марки Kamewa Ulstein.

Кормові КПП найчастіше являють собою традиційні стандартні ТПП з гребними гвинтами (рис. 5.3.)



Рис. 5.3. Зовнішній вигляд кормових ТПУ, вмонтованих перед гребним гвинтом.

Відсутність решіток в отворі тунелю дає змогу забезпечити швидкий доступ до гвинтів, але в акваторіях, де плаває багато сміття, наявність решіток необхідна, щоб уникнути пошкодження гвинтів ТПП.

Коли потрібен великий, за значенням, поперечний упор, декілька ТПП можуть розташовуватися поруч. На борт судна, оснащеного ТПП, наноситься спеціальне маркування, як, наприклад, показано на рис. 5.4.



Рис. 5.4. Зовнішній вигляд судна з носовими ТПП, з нанесеним відповідним маркуванням.

ТПП проектують для створення поперечної тяги. Від ТПП потрібно розвивати малий упор під час операцій у порту і великий упор під час утримання позиції судна в морі. З погляду проектанта, при оцінці про тягове зусилля (на гаку), зазвичай говорять про операції, під час випробувань буксирів на холостому ході біля пірса. ТПП аналогічні гвинто-рульовим колонкам, тільки поміщені в тунельні канали, відкриті з обох бортів судна в носі або в кормі.

Основне застосування ТПП – під час маневрування і швартування в портах великих суден, як наприклад, судна класів VLCC, "Aframax", "Panamax", океанські лайнери і круїзні судна в умовах сильних вітрів і приливних течій. Це економить кошти на буксирування і скорочує час швартування.

Другим видом застосування ТПП є утримання позиції судна. Це необхідно на дослідницьких суднах під час збирання зразків, під час спуску і підйому телекерованих підводних апаратів (ТПА). ТПП можуть управлятися в цьому режимі вручну або за допомогою систем ДП зі зворотним зв'язком.

Переваги та недоліки підрулюючих пристроїв

Переваги підрулюючих пристроїв:

1. Вартість встановлення системи компенсується її високою ефективністю.
2. Значне енергоспоживання, і відповідно витрата пального, компенсується економією пального за рахунок запобігання маневруванню, яке необхідне за відсутності ТПП.

Недоліки підрулюючих пристроїв:

Встановлення ТПП має і деякі недоліки:

1. ТПП можуть у деяких випадках знижувати ефективність пропульсивної системи судна, за рахунок збільшення опору руху судна. Однак, вибір правильної форми забортних отворів сприяє

зниженню цього опору.

2. Необхідно запобігати обростанню тунелю і гвинта або періодично їх очищаючи, або встановлюючи спеціальні захисні решітки.

3. ТПП споживають суттєву частку електроенергії і можуть вимагати для забезпечення обертання гвинта кілька дизельних генераторів, що збільшує витрату палива.

4. Вартість встановлення, ремонту та обслуговування ТПУ може бути значною, оскільки це дорогі та складні системи.

Варіанти виконання підрулюючих пристроїв

Залежно від проекту, ТПП поділяють на ТПП з гвинтами регульованого кроку ВРШ і гвинтами фіксованого кроку ВФШ. ТПП кожного типу дають змогу досягти максимального упору при гвинтах певного діаметру. При цьому, необхідно враховувати певні особливості.

У ВРШ під час повороту лопатей (частіше за все гідравлічною системою) змінюється крок гвинта, через що змінюється і величина створюваного ним упору.

У ВФШ величина і напрямок упору гвинта змінюються завдяки зміні обертів двигуна і напрямку його обертання.

Під час проектування судна важливо запобігти, під час хвилювання моря, можливості засмоктування повітря в тунель ТПП, оскільки це знижує ефективність пристрою і може призвести до його пошкодження, або пошкодження корпусу судна.

Деталі проекту ТПУ, що дають змогу підвищити його характеристики:

1. З метою мінімізації монтажного простору і збереження обтічності обводів корпусу діаметр тунелю має бути по-можливості мінімізований.

2. ТПУ має бути спроектовано для досягнення максимального упору.

3. Висока ефективність роботи ТПУ має забезпечуватися підгонкою проекту ТПУ до діаметру тунелю і оптимізацією потоку рідини, яка набігає на гвинт.

4. Слід використовувати стандартні лопаті гвинта або лопаті з округленими краями. Це дає змогу домогтися максимального упору та мінімального рівня кавітації.

5. Площа лопаті гребного гвинта має бути великою для зменшення кавітації. При цьому досягається максимальний упор при мінімального шуму і вібрації, що дає змогу забезпечити екіпажу максимально комфортні умови.

Монтаж ТПП на судні. Монтаж ТПП розглянемо на прикладі підрулювальних пристроїв компанії Thrustmaster. Вони досить легко монтуються на судні. Весь вузол заздалегідь змонтований у секції тунелю, і все, що потрібно, це вмонтувати цю секцію в корпус судна (рис. 5.5).



Рис. 5.5. Монтаж ТПУ на споруджуваному судні.

Можливо забезпечити монтаж безпосередньо у корпус судна ТПП з готовим стандартним відрізком тунелю. Довжина стандартного трифутового (0,9 м) відрізка тунелю може бути збільшена за рахунок зварної труби того ж діаметру. Зазвичай необхідну довжину тунелю вказують під час замовлення ТПП, щоб заощадити час і витрати під час монтажу пристрою.

Під час монтажу ТПП на судні, яке вже знаходиться у експлуатації, тунель прорізають в обшивці корпусу і корпусних конструкціях, а потім кінці труби тунелю приварюють до обшивки і

поздовжніх корпусних конструкцій так, щоб він став вбудованою частиною корпусу судна.

Отвір тунелю має бути щонайменше на величину одного діаметра тунелю нижче рівня ватерлінії під час плавання порожнім. Якщо два або більше ТПУ монтують у тандемі, центр кожного тунелю має відстояти від іншого приблизно на два діаметри тунелю, як показано на рис. 5.6.

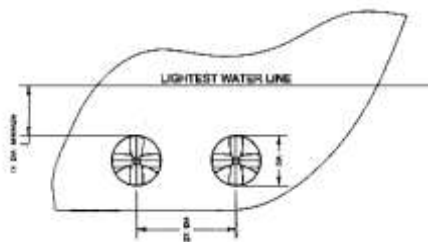


Рис. 5.6. Типове розташування ТПП, які працюють у тандемі (Lighest Waterline - ватерлінія під час плавання порожнім)

ТПП в носі судна або в кормі для забезпечення найбільш ефективного маневрування мають бути розташовані якомога ближче до носа або корми. Це збільшує момент важеля повороту судна навколо центру корпусу як показано на рис. 5.7. При цьому, гвинти ТПП мають перебувати в діаметральній площині судна, посередині тунелю, щоб забезпечувати однакову величину упору на правий і лівий борт.

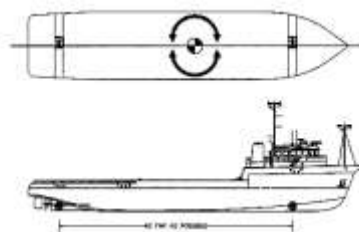


Рис. 5.7. Типове розташування ТПП в корпусі судна
As far as possible - настільки далеко, наскільки можливо.

Для досягнення максимального упору вихідні отвори тунелю мають вварюватися в корпус судна так, щоб не порушувати обтічні обводи корпусу. Вихідні отвори тунелю мають виконуватися зі скосом. Нахил має становити 45 градусів, а розчин вихідного отвору тунелю повинен бути у 10 % від діаметра тунелю, як показано на рис. 5.8.

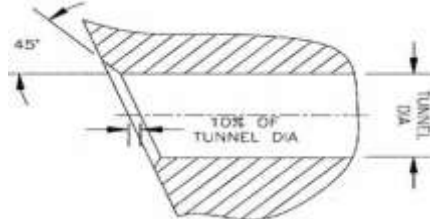


Рис. 5.8. Типовий вихідний отвір тунелю ТПП

Конструкції ТПП продовжують розвиватися. Було проведено тестування моделей ТПП з різною формою тунелю. Встановлено, що зміна форми тунелю дає змогу змінити гідродинамічний тиск у районі ТПУ і знизити негативний ефект від потоку, що утворюється під час руху судна вперед. Проведені дослідження дали змогу знайти правильне технічне рішення. На рис. 5.9 показано ТПУ з інноваційною формою тунелю.



Рис. 5.9. ТПУ інноваційної конструкції в корпусі судна

5.4. Системи динамічного позиціонування (ДП) з використанням ТПП

Для багатьох видів операцій і робіт на шельфі дуже важливо утримувати зафіксовану позицію судна і його орієнтацію. Системи динамічного позиціонування автоматично утримують позицію судна і орієнтацію завдяки використанню підрулюючих пристроїв. ПП активно працюють, щоб компенсувати вплив на судно зовнішніх впливів, таких як вітер, хвилі, течії тощо. Зовнішні сили, які постійно прагнуть зрушити судно з утримуваної позиції: Surge - поздовжньо-горизонтальна хитавиця; Wind - вітер; Waves - хвилі; Yaw - рискання; Current - течія; Azimuth Thruster - азимутальна ГРК; Tunnel Thruster - ТПУ; Sway - поперечна хитавиця; Main propeller and rudder - головний гребний гвинт і кермо. Вони показані на рис. 5.10.



Рис. 5.10 Зовнішні сили, які впливають на судно, реакція судна на ці впливи і суднові пристрої для утримання позиції.

Підрулюючі пристрої створюють упор, який дає змогу утримувати судно на місці.

Вигоди від використання систем ДП:

1. Підвищення маневреності судна і легкість у збереженні позиції. Полегшення операцій пари швартуванні судна.
2. Судно з легкістю може зберігати позицію навіть за великої глибини моря, де неможливо стати на якір.
3. Швидке відшвартування в разі надзвичайної ситуації.
4. Підвищення безпеки під час навігації в складній акваторії, наприклад, за наявності безлічі трубопроводів, швартовних кінців, якірних ланцюгів інших суден або підводних систем.

Недоліки використання систем ДП:

1. Великі фінансові витрати на проектування та встановлення систем ДП. Високі капітальні витрати.
2. Велика витрата палива і висока вартість технічного обслуговування. Високі операційні витрати.
3. Використання систем ДП накладає обмеження в мілководних районах і під час проведення підводних робіт за участю водолазів у безпосередній близькості від гвинтів.²⁰
4. Серйозні наслідки при виході системи з ладу під час проведення робіт з укладання труб і біля стаціонарних платформ.

У роботі систем ДП беруть участь 5 компонентів:

1. Системи управління. Системи, які забезпечують динамічне позиціонування судна, обчислюють різницю між оцінюваною позицією та орієнтацією судна і необхідними даними

(заданими показниками). Базуючись на обчисленій різниці величин, счисчтема управління визначає зусилля, які необхідно задати підрулюючим пристроям, щоб звести цю різницю до нуля.

2. Пристрої, що генерують енергію.

3. Підрулюючі пристрої (зокрема ТПП) і пропульсивна установка.

4. Пристрої, які здійснюють облік впливів зовнішнього середовища.

5. Пристрої, які здійснюють облік позиції та орієнтації.

Ідея створення системи динамічного позиціонування, з використанням управління за двома осями координат, була запропонована, випробувана і впроваджена наприкінці 1980-х рр. Пінкстером і Девісоном. Цей принцип аналогічний принципу одноточкового швартування і вимагає мінімальної витрати енергії для утримання позиції судна. Суть його в такому. Під дією зовнішніх факторів орієнтація судна на точці змінюється. Підтримання позиції судна передбачає динамічне позиціонування з метою утримання його фіксованої позиції.

Динамічне позиціонування може бути абсолютним, коли позиція утримується відносно конкретної точки на дні моря, або відносним, коли позиція утримується відносно іншого об'єкта (наприклад – судна).

Таким чином видно, **що тунельні підрулюючі пристрої** не тільки активно використовують для маневрування судна в порту, а й для проведення робіт на шельфі, у складі систем ДП для утримання позиції судна. При цьому і в цій галузі час від часу з'являються інновації, що дають змогу зробити роботу ТПП ефективнішою.

МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ ПРОПУЛЬСИВНИХ КОМПЛЕКСІВ ЕЛЕКТРОХОДІВ

Узагальнена структурна схема пропульсивного комплексу електрохода

Проведений аналіз усіх наявних і перспективних систем і схем електроруху дає змогу запропонувати узагальнену структурну схему пропульсивного комплексу електрохода, наведену на рис. 6.1.

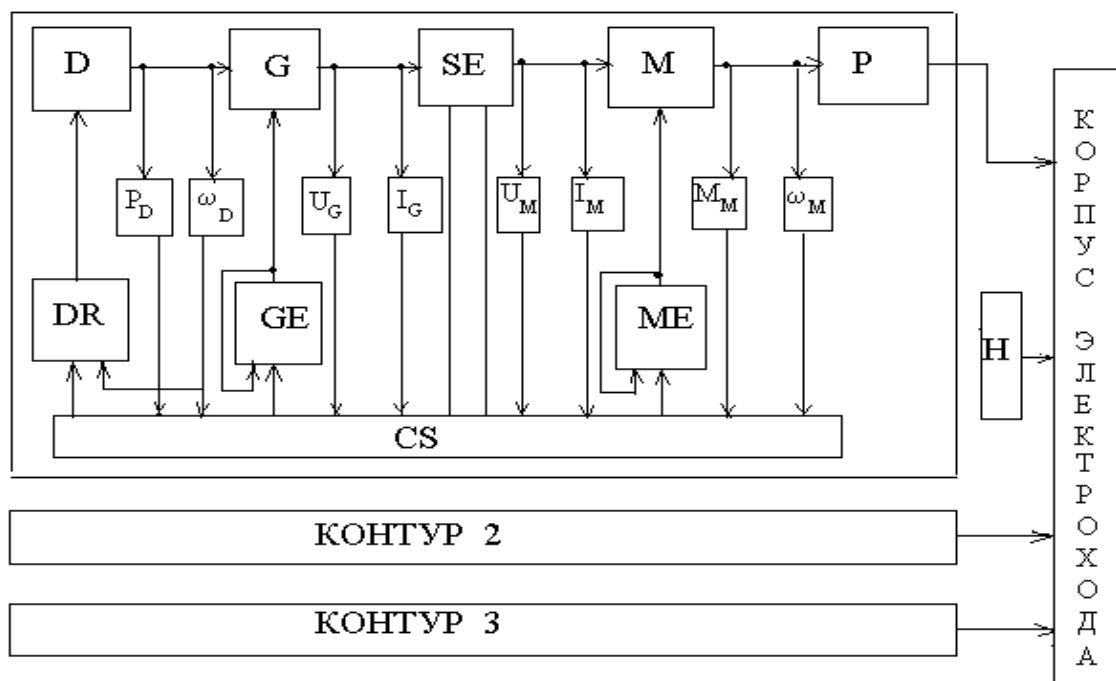


Рис. 6.1. Структурна схема
пропульсивного комплексу електрохода

У кожен "силовий" контур комплексу (їх у електроходів, як правило, не більше трьох) входять:

- D – первинний двигун;
- G – генератор електричного струму;
- SE – перетворювач електроенергії;
- M – гребний електродвигун (ГЕД);
- P – гребний гвинт;
- CS – система автоматичного регулювання;
- DR – регулятор первинного двигуна;
- GE – збуджувальний пристрій генератора;
- ME – збуджувальний пристрій гребного електродвигуна.

На структурній схемі показано також датчики:

- P_D – потужності первинного двигуна;
- ω_D – швидкості обертання первинного двигуна;
- U_G – напруги на виході головного генератора;
- I_G – сили струму головного генератора;
- U_M – напруги на вході гребного електродвигуна;
- I_M – сили струму гребного електродвигуна;
- M_M – обертового моменту гребного електродвигуна;
- ω_M – швидкості обертання гребного електродвигуна.

Крім перерахованих елементів, до складу єдиного суднового пропульсивного комплексу

входять також кермо – Н і корпус електрохода.

Ці якості первинного двигуна D можуть бути встановлені дизелі, парові турбіни, газові турбіни. У перспективних системах електроруху з безпосередніми перетворювачами енергії первинні теплові двигуни будуть відсутні.

Джерелами електроенергії G можуть бути електромашинні генератори постійного або змінного струму та безпосередні перетворювачі енергії.

Перетворювачами електроенергії SE у загальному випадку можуть бути некеровані або керовані випрямлячі, інвертори напруги або інвертори струму, безпосередні перетворювачі частоти і перетворювачі частоти з ланкою постійного струму.

У якості гребних електродвигунів M на судах розглянутого типу застосовують двигуни постійного струму, асинхронні або синхронні електродвигуни з використанням частотного керування, вентильні електродвигуни.

Запропонована на рис. 6.1 структурна схема універсальна. З неї, як окремі випадки, можуть бути отримані всі сучасні та перспективні системи електроруху, з будь-яким варіантом їхнього компонування. Зокрема, система подвійного роду струму виходить набором: первинний двигун – синхронний генератор – випрямляч – двигун постійного струму. Одна з перспективних систем змінного струму: первинний двигун – синхронний генератор – перетворювач частоти – асинхронний двигун. Аналогічним чином можна отримати й інші можливі варіанти компонування систем електроруху.

Математичний опис перехідних і сталих режимів роботи

Первинні двигуни з регуляторами швидкості.

Рівняння руху первинного двигуна в загальному випадку має вигляд

$$J_D \frac{d\omega_D}{dt} = M_D - M_G - M_{TD}, \quad (6.1)$$

де J_D – приведений до валу первинного двигуна момент інерції первинного двигуна і генератора;

M_D – рухомий момент первинного двигуна;

ω_D – кутова швидкість обертання первинного двигуна;

M_G – момент опору генератора;

M_{TD} – сумарний момент сил тертя в системі первинний двигун – генератор електричного струму.

Під час дослідження маневрених режимів роботи пропульсивних комплексів допустима похибка може доходити до 13%. У цих умовах відносний рушійний момент первинного двигуна, що задається обмежувальною, частковими і регуляторами характеристиками, можна представити наближеними залежностями:

$$\begin{aligned} \text{при } \omega_D^0 \leq \frac{\omega_{DP}}{\omega_{D0}} \cdot \psi_D \quad \text{и} \quad \frac{\omega_{D0}}{\omega_{DP}} \leq 1 \\ M_D^0 = \frac{M_D}{M_{D0}} = \xi_D \cdot \frac{1 + \left(\frac{\omega_{DP}}{\omega_{D0}} - \omega_D^0 \right) \cdot \beta_D}{1 + \left(\frac{\omega_{DP}}{\omega_{D0}} - 1 \right) \cdot \beta_D}; \\ \text{при } \frac{\omega_{DP}}{\omega_{D0}} \psi_D < \omega_D^0 \leq \frac{\xi_D \cdot (c_{DP} - 1) + 1}{\psi_D \cdot \omega_{DP}} \quad \text{и} \quad \frac{\omega_{D0}}{\omega_{DP}} \leq 1 \end{aligned}$$

$$M_D^0 = \frac{M_D}{M_{D0}} = \frac{\left[1 + \frac{\omega_{DP}}{\omega_{D0}} (1 - \psi_D) \beta_D \right] \left[\frac{c_{DP} - \frac{\omega_D^0}{\psi_D \cdot \omega_{DP} / \omega_{D0}}}{c_{DP} - 1} + \xi_D - 1 \right]}{1 + \left(\frac{\omega_{DP}}{\omega_{D0}} - 1 \right) \beta_D}; \quad (6.2)$$

$$\text{при } \omega_D^0 \leq \frac{\omega_{DP}}{\omega_{D0}} \psi_D \text{ и } \frac{\omega_{00}}{\omega_{DP}} > 1$$

$$M_D^0 = \frac{M_D}{M_{D0}} = \xi_D \cdot \frac{\left[1 + \left(\frac{\omega_{DP}}{\omega_{D0}} - \omega_D^0 \right) \cdot \beta_D \right] \cdot (c_{DP} - 1)}{c_{DP} \cdot \frac{\omega_{D0}}{\omega_{DP}}};$$

$$\text{при } \frac{\omega_{DP}}{\omega_{D0}} \cdot \psi_D < \omega_D^0 \leq \frac{\xi_D \cdot (c_{DP} - 1) + 1}{\frac{\omega_{D0}}{\psi_D \cdot \omega_{DP}}} \text{ и } \frac{\omega_{00}}{\omega_{DP}} > 1$$

$$M_D^0 = \frac{M_D}{M_{D0}} = \frac{\left[1 + \frac{\omega_{DP}}{\omega_{D0}} (1 - \psi_D) \beta_D \right] \cdot \left[(\xi_D - 1)(c_{DP} - 1) + c_{DP} - \frac{\omega_D^0}{\psi_D \cdot \omega_{DP} / \omega_{D0}} \right]}{c_{DP} - \frac{\omega_{D0}}{\omega_{DP}}}$$

де ξ_D – відносна подача теплоносія;

ψ_D – відносний ступінь затягування пружини регулятора;

β_D – тангенс кута нахилу зовнішньої характеристики двигуна;

c_{DR} – коефіцієнт ступеня нерівномірності регулятора;

$\omega_D^0 = \omega_D / \omega_{D0}$ – відносна кутова швидкість обертання первинного двигуна;

ω_{DP} – кутова швидкість, на яку налаштований регулятор;

ω_{D0} – кутова швидкість обертання двигуна на сталому режимі.

У якості регуляторів швидкості обертання первинних двигунів у електроходів застосовують регулятори гідравлічного типу непрямої дії, ізодромні. Нехтуючи, у першому наближенні, гнучким зворотним зв'язком і динамікою вимірювача швидкості, можна подати рівняння руху регулятора в такому вигляді:

$$T_s \frac{d\xi_D}{dt} = K_{RD1} (K_{RD2} \cdot \omega_D - K_{RD3} \cdot \xi_D), \quad (6.3)$$

де T_s – постійна часу сервомотора;

K_{RD1} – коефіцієнт підсилення регулятора за входною величиною;

K_{RD2} – коефіцієнт підсилення за кутовою швидкістю обертання;

K_{RD3} – коефіцієнт підсилення (коефіцієнт жорсткого зворотного зв'язку) за ξ_D .

Генератори електричного струму.

24

Під час математичного опису процесів, що відбуваються в генераторах, виходимо з таких міркувань.

Коефіцієнти самоіндукції якорів генераторів постійного струму зберігають постійні значення впродовж усього часу виконання маневрів. Щітки генераторів установлено на нейтралі та, як наслідок цього, не враховуємо подовжню, поперечну та комутаційну реакції якоря. Магнітний

зв'язок між обмотками якоря та збудження відсутній.

Передача енергії від синхронного генератора до приймача здійснюється першими гармоніками, тобто у якості неї, приймаємо енергію першої гармонійної складової ЕРС генератора. Приймачем вищих гармонійних – є система живлення. Виходячи з цього, замінимо (розкладанням у ряд Фур'є та виділенням перших гармонік) реальний генератор джерелом еквівалентної синусоїдальної ЕРС і вважатимемо комутаційні процеси в перетворювачі короткочасними порівняно з постійними часу контурів генераторів. Тоді, для опису процесів, що відбуваються в генераторі, можна скористатися його спрощеною векторною діаграмою струмів і напруг.

У загальному випадку, математична модель перехідних і сталих режимів роботи генератора може бути представлена такими рівняннями:

$$M_G = K_{GM1} \cdot \phi_{0G} \cdot I_G \cdot \cos \psi_G + K_{GM2} \cdot \frac{U_G^2}{f_G} \cdot \sin(2\theta); \quad (6.4)$$

$$U_G = \frac{1}{\cos \theta_G} \left[E_G - I_G (r_G \cos \psi_G + f_G X_G \sin \psi_G) - L_G \frac{dI_G}{dt} \right]; \quad (6.5)$$

$$I_G = K_{GI} \cdot \left| \frac{\sin \frac{\gamma_G}{2}}{\frac{\gamma_G}{2}} \right| \cdot \mu_{SE}(t) \cdot I_M \cdot \frac{\cos \phi_M}{\cos \phi_G}; \quad (6.6)$$

$$\phi_{0G} = \alpha_{G\phi} \cdot W_{GV} \cdot I_{GV}; \quad (6.7)$$

$$f_G = k_{GF} \cdot \omega_D; \quad (6.8)$$

$$\psi_G = \arccos \left(\frac{U_G \cdot \cos \phi_G + I_G \cdot r_G}{E_{0G}} \right); \quad (6.9)$$

$$\theta_G = \psi_G - \phi_G. \quad (6.10)$$

Змінні, які входять до рівнянь (6.4)–(6.10), визначаються таким чином:

$$\gamma_G = \arccos \left(\cos \alpha_G - \frac{2 \cdot I_M \cdot X_G}{\sqrt{3} \cdot U_{GM}} \right) - \alpha_G; \quad (6.11)$$

$$E_G = K_{GE} \omega_D \left[W_{GV} I_{GV} - \frac{m_G \sqrt{2}}{\pi} \frac{W_{G1} k_{GB}}{p_G} I_G \sin \psi_G - W_{GB1} I_G \right]; \quad (6.12)$$

$$E_{0G} = K_{GE} \cdot \omega_D \cdot I_{GV}; \quad (6.13)$$

$$\phi_G = \alpha_G + \frac{\gamma_G}{2}, \quad (6.14)$$

де ϕ_{0G} – магнітний потік намагнічування генератора;

I_G – струм якоря генератора;

U_G – напруга на виході генератора;

f_G – частота струму генератора;

E_G – поздовжня складова результуючої ЕРС генератора;

E_{0G} – ЕРС намагнічування генератора;

ψ_G – кут зсуву фаз між векторами E_{0G} і I_G ;

θ_G – кут зсуву фаз між векторами E_{0G} і U_G ;

ϕ_G – кут зсуву фаз між векторами U_G і I_G ;

r_G – активний опір якоря генератора;

X_G – індуктивний опір якоря генератора;

L_G – індуктивність якоря генератора;

I_M – струм гребного електродвигуна;

I_{GV} – струм збудження генератора;

γ_G – кут комутації;

$\cos \varphi_M$ – коефіцієнт потужності навантаження (гребного електродвигуна);

α_G – кут керування вентиллями перетворювача SE;

W_{GV} – число витків обмотки збудження;

W_{G1} – число витків якірної обмотки;

W_{GB1} – число витків протикомпаундної обмотки;

K_{GE} – коефіцієнт е.д.с генератора;

K_{GM1}, K_{GM2} – коефіцієнти моменту опору генератора;

K_{GI} – коефіцієнт сили струму генератора;

$\mu_{SE}(t)$ – сигнал управління на вході перетворювача SE (на сигнал $\mu_{SE}(t)$ впливає тип перетворювача);

$\alpha_{G\phi}$ – коефіцієнт пропорційності між магнітним потоком і магніторухійною силою генератора;

m_G – число фаз генератора;

k_{GB} – постійний коефіцієнт;

k_{GF} – коефіцієнт пропорційності між ϕ_{0G} і I_{GV} .

Математичний опис (6.4)–(6.14) універсальний і справедливий для будь-якої з розглянутих систем електроруку за будь-яким варіантом компонування ГЕУ. Наприклад, струм генератора I_G визначається для кожної конкретної схеми електроруку – як окремий випадок формули (6.6) - за співвідношеннями:

$$I_G = \begin{cases} k_{ГД} I_M, & ГПТ \\ \frac{4\sqrt{3}J_{MG}}{2\sqrt{2}\pi} \left| \frac{\sin \frac{\gamma_G}{2}}{\frac{\gamma_G}{2}} \right| \cdot I_M, & СГ - НВ(УВ); \\ \frac{\sqrt{3}J_{MG}}{2} \frac{1}{\cos\left(\frac{\pi}{6} + \frac{\psi_0}{2}\right)} \left| \frac{\sin \frac{\gamma_G}{2}}{\frac{\gamma_G}{2}} \right| I_M, & СГ - АИТ - В; \\ \frac{\sqrt{2}\pi}{4} \frac{1}{\cos\left(\frac{\pi}{6} + \frac{\psi_0}{2}\right)} I_M, & СГ - АИТ; \\ \frac{3\sqrt{2}}{4} \mu_G I_M \cos \varphi_M, & СГ - АИН; \\ \frac{3\sqrt{3}J_{MG}}{2\pi} \left| \frac{\sin \frac{\gamma_G}{2}}{\frac{\gamma_G}{2}} \right| \mu_{SE}(t) I_M \cos \varphi_M, & СГ - АИН - В; \\ \frac{m_2}{m_1} K \mu_{SE}(t) I_M \frac{\cos \varphi_M}{\cos \varphi_G}, & СГ - НПЧ. \end{cases}$$

Тут прийнято такі позначення:

ГПТ – генератор постійного струму;

СГ – синхронний генератор;

НВ (УВ) – некерований (керований) випрямляч;

АИТ – автономний інвертор струму;

АИН – автономний інвертор напруги;

НПЧ – безпосередній перетворювач частоти;

J_{MG} – постійний коефіцієнт, якій залежить від схемного рішення перетворювача електроенергії.

Аналогічні співвідношення, як окремі випадки з наведених вище рівнянь, можуть бути отримані і для інших змінних (U_G , M_G та ін.), стосовно до конкретних систем і схем електроприводу.
Струм в обмотці збудження генератора

$$L_{GV} \frac{dI_{GV}}{dt} + r_{GV} \cdot I_{GV} = E_{GV} + K_{GV} \cdot I_G, \quad (6.15)$$

де L_{GV} - індуктивність обмотки збудження генератора;
 r_{GV} - активний опір обмотки збудження генератора;
 E_{GV} - е.д.с. на виході збудника генератора;
 K_{GV} - постійний коефіцієнт (розмірність - Ом).

Перетворювачі електроенергії.

Розглядаючи перетворювач електроенергії як без інерційний блок «квантування» з ідеальними вентилями, не зважаючи на електромагнітні процеси, що протікають у ньому, нехтуючи втратами енергії на вентилях, вважаючи, що струм на виході перетворювача неперервний, а сам перетворювач не виходить за сферу нормальних навантажень, можна загалом уявити залежність його вихідної напруги U_M від вхідної U_G у вигляді

$$U_M = K_{SE} \cdot \mu_{SE}(t) \cdot U_G \quad (6.16)$$

де K_{SE} - постійний коефіцієнт, що залежить від типу перетворювача і від схемного його рішення;

Параметр управління $\mu_{SE}(t)$, є функцією керуючого сигналу і залежить від типу перетворювача та обраного закону управління.

Гребні електродвигуни.

Під час математичного опису перехідних процесів у гребних електродвигунах припускаємо таке:

У двигунів постійного струму (ДПС) коефіцієнт самоіндукції якоря незмінний, щітки встановлені на нейтралі, магнітний зв'язок між обмотками збудження і якоря відсутній, вплив вихрових струмів незначний.

В основі опису асинхронного електродвигуна (ЕД), з частотним управлінням, покладено його точна класична схема заміщення, що й визначає необхідні допущення та спрощення. Напругу на затискачах статора вважають синусоїдальною, насичення сталі машини не враховують, розподіл потоку за дугою повітряного зазору приймають синусоїдальним, втрати сталі в статорі враховують наближено, а в роторі взагалі не враховують.

Під час математичного опису перехідних процесів у вентильних гребних електродвигунах (ВЕД), в основі яких лежать синхронні двигуни (СД), припускають, що ротор машини має спеціальну демпферну обмотку, надперехідні індуктивності незначно відрізняються від індуктивностей розсіювання обмоток якоря, випрямлений струм двигуна повністю згладжено, і в процесі комутації він змінюється лінійно, коефіцієнт реакції якоря знаходиться за загальноприйнятою методикою.

У загальному випадку, математичний опис перехідних і сталих режимів роботи гребного електродвигуна має такий вигляд:

Рівняння руху ГЕД

$$J_M \frac{d\omega_M}{dt} = \begin{cases} M_M - M_P - M_{TM}, & \text{для ДПТ, АД, ВЭД} \\ J_M \frac{2\pi \cdot 60}{p_M} \cdot \frac{df_M}{dt}, & \text{для СД} \end{cases}, \quad (6.17)$$

де J_M – наведений до валу гребного електродвигуна момент інерції ротора, валопроводу і гребного гвинта з приєднаними масами води;

27

ω_M – кутова швидкість обертання гребного електродвигуна;
 M_M – рушійний момент гребного електродвигуна;
 M_P – момент опору гребного гвинта;
 M_{TM} – сумарний момент сил тертя;
 f_M – частота живильної напруги;
 p_M – число пар полюсів обмотки ГЕД.

Рівняння рушійного моменту

$$M_M = \begin{cases} K_{M1} \cdot \phi_M \cdot I_M \cdot K_M^{in} \cdot \cos \varphi_{2M}, & \text{для ДПТ, АД, ВЭД} \\ M_p + M_{TM} + \frac{2\pi \cdot 60}{p_M} \cdot J_M \cdot \frac{df_M}{dt}, & \text{для СД} \end{cases}, \quad (6.18)$$

де K_{M1} – постійний конструктивний коефіцієнт;

ϕ_M – магнітний потік ГЕД;

K_M^{in} – коефіцієнт інвертування;

$\cos \varphi_{2M}$ – коефіцієнт потужності ротора двигуна.

Принцип роботи синхронних гребних електродвигунів (СД) при частотному підсиленні управління відрізняється від принципу роботи інших типів ГЕД. Кутова швидкість обертання ротора СД визначається частотою f_M напруги живлення двигуна, тобто електродвигун працює без ковзання. Цей факт знайшов відображення у формулах (6.17) і (6.18).

Магнітний потік ГЕД

$$\phi_M = \begin{cases} \alpha_{M\phi} \sum F_{MV} = \alpha_{M\phi} \cdot W_{MV} \cdot I_{MV}, & \text{ДПТ, СД,} \\ \alpha_{M\phi} \sum F_{MV} = \alpha_{M\phi} \cdot \sqrt{\left[F_{MV} - K_{MD} \cdot F_{MA} \cdot \sin \left(\theta_{MK} + \delta_M^{in} + \frac{\gamma_M}{2} \right) \right]^2 +} \\ + \left[K_{MQ} \cdot F_{MA} \cdot \cos \left(\theta_{MK} + \delta_M^{in} + \frac{\gamma_M}{2} \right) \right]^2}, & \text{ВЭД,} \\ \frac{U_M \cdot \gamma}{c_{1M}} \cdot \frac{\sqrt{x_{2M}'^2 + r_{2M}'^2 \cdot \frac{1}{\beta_M^2}}}{\sqrt{(b_M^2 + c_M^2 \cdot \alpha^2) + (d_M^2 + e_M^2 \cdot \alpha^2) \cdot \frac{r_{2M}'^2}{\beta_M^2} + 2 \cdot r_{1M} \cdot \alpha \cdot \frac{r_{2M}'}{\beta_M}}}, & \text{АД.} \end{cases} \quad (6.19)$$

Де $\alpha_{M\phi}$ – постійний коефіцієнт;

F_{MV} – магніторушійна сила збудження;

W_{MV} – число витків обмотки збудження;

I_{MV} – струм в обмотці збудження;

K_{MD} – коефіцієнт форми поля поперечної реакції якоря;

F_{MA} – магніторушійна сила реакції якоря;

θ_{MK} – кут реакції якоря між векторами е.д.с. холостого ходу і комутуючої;

δ_M^{in} – кут запасу інверторного режиму;

γ – відносне значення напруги, що живить двигун;

K_{MQ} – коефіцієнт форми поля поздовжньої складової реакції якоря;

α – відносна частота струму статора;

U_M – напруга на вході двигуна;

c_{1M} – постійний коефіцієнт;

r_{2M}' – наведений активний опір ротора;

x_{2M}' – приведений реактивний опір ротора;

β_M – абсолютне ковзання ротора;

b_M, c_M, d_M, e_M – постійні коефіцієнти частотно-керованого ГЕД;

r_{1M} – активний опір статора.

Струм двигуна

$$I_M = \begin{cases} \frac{U_M - c_{EM} \phi_M \omega_M}{r_{1M}}, \text{ДПТ}, \\ \frac{U_M - c_{EM} \phi_M K_M^{in} \omega_M}{185 \cdot r_{1M}}, \text{ВЭД}, \\ \frac{\sqrt{E_{0M}^2 + U_M^2 - 2 \cdot U_M E_{0M} \cos \theta_M}}{x_{Md}^2}, \text{СД}, \\ \frac{U_M \cdot \gamma}{\sqrt{(b_M^2 + c_M^2 \alpha^2) + (d_M^2 + e_M^2 \alpha^2) \frac{r_{2M}'^2}{\beta_M^2} + 2 r_{1M} \alpha \frac{r_{2M}'}{\beta_M}}}, \text{АД}. \end{cases}, \quad (6.20)$$

де c_{EM} – постійний коефіцієнт;

E_{0M} – е.д.с. намагнічування синхронного ГЕД;

θ_M – кут навантаження синхронного ГЕД;

x_{MD} – синхронний індуктивний опір явнополюсної синхронної машини по поперечній осі.

Коефіцієнт інвертування

$$K_M^{in} = \begin{cases} 1, & \text{ДПТ, АД, СД}, \\ \frac{3}{\pi} \cdot \cos\left(\delta_M^{in} + \frac{\gamma_{MK}}{2}\right) \cdot \cos \frac{\gamma_{MK}}{2}, & \text{ВЭД}. \end{cases} \quad (6.21)$$

Коефіцієнт потужності на вході двигуна

$$\cos \varphi_{1M} = \begin{cases} 1, & \text{ДПТ}, \\ \cos\left(\delta_M^{in} + \frac{\gamma_{MK}}{2}\right), & \text{ВЭД}, \\ \cos\left(\arctg \frac{U_M - E_{0M} \cos \theta_M}{E_{0M} \sin \theta_M}\right), & \text{СД}, \\ \frac{b_M^2 \cdot \beta_M / r_{2M}' + d_M^2 \cdot r_{2M}' / \beta_M + r_{1M} \cdot \alpha}{\sqrt{[(b_M^2 + c_M^2 \alpha^2) + (d_M^2 + e_M^2 \alpha^2) \cdot r_{2M}' / \beta_M + 2 r_{1M} \alpha] \cdot \left(\frac{b_M \beta_M}{r_{2M}'} + \frac{d_M^2 r_{2M}'}{\beta_M}\right)}}, & (2.22) \end{cases}$$

Коефіцієнт потужності ротора

$$\cos \varphi_{2M} = \begin{cases} 1, & \text{ДПТ, ВЭД, СД}, \\ \frac{r_{2M}' / \beta_M}{\sqrt{x_{2M}'^2 + r_{2M}'^2 / \beta_M^2}}, & \text{АД}. \end{cases} \quad (6.23)$$

Математична модель (6.17)–(6.23) гребного електродвигуна є **єдиною для будь-якого з розглянутих двигунів**.

Змінні величини формул (6.17)–(6.23) знаходяться в такий спосіб:

ЕРС намагнічування

$$E_{0M} = K_{EM} \cdot \omega_M \cdot [W_{MV} \cdot I_{MV}], \quad (6.24)$$

де K_{EM} – постійний коефіцієнт.

Магніторушійні сили обмотки збудження F_{MV} і реакції якоря F_{MA}

$$F_{MV} = W_{MV} \cdot I_{MV}; \quad (6.25)$$

$$F_{MA} = \frac{m_M \cdot \sqrt{2}}{2} \cdot \frac{W_{1M} \cdot k_{MB}}{p_M} \cdot (0,78 \cdot I_M), \quad (6.26)$$

Де m_M – число фаз статорної обмотки ГЕД.

W_{1M} – число витків обмотки якоря;

k_{ME} – постійний коефіцієнт.

Кут реакції якоря θ_{MK} між векторами ЕРС холостого ходу і комутуючої ЕРС

$$\theta_{MK} = \begin{cases} \arctg\left(\frac{F_{MA}}{F_{MV}}\right), & \text{для неявнополюсного ВЭД} \\ \arctg\left(\frac{K_{MQ} \cdot F_{MA}}{F_{MV}}\right), & \text{для явнополюсного ВЭД} \end{cases}, \quad (6.27)$$

де K_{MQ} – коефіцієнт форми поля поздовжньої складової реакції якоря.

Кут навантаження синхронного ГЕД θ_M знаходиться рішенням рівняння

$$M_M = \frac{m_M \cdot E_{0M} \cdot U_M}{\omega_M \cdot x_{MD}} \cdot \sin \theta_M + \frac{m_M \cdot U_M^2}{2 \cdot \omega_M} \cdot \left(\frac{1}{x_{MQ}} - \frac{1}{x_{MD}} \right) \cdot \sin(2\theta_M), \quad (6.28)$$

де x_{MQ} – синхронний індуктивний опір явнополюсної синхронної машини по поздовжній осі.

Кут машинної комутації ЗЕД

$$\gamma_{MK} = \beta_M^{in} - \delta_M^{in}; \quad (6.29)$$

$$\delta_M = \arccos\left(\frac{2 \cdot I_M \cdot L_{MK}}{c_{EM} \cdot \phi_M} + \cos \beta_M^{in}\right) \quad (6.30)$$

де β_M^{in} – кут управління машинної комутації;

L_{MK} – комутаційна індуктивність фази двигуна.

Постійні коефіцієнти асинхронного частотно-керованого ГЕД розраховують за відомими [35] співвідношеннями:

$$\begin{aligned} b_M &= r_{1M} \cdot (1 + \tau_{2M}); \\ c_M &= x_{1M} (1 + \tau_{2M}) + x'_{2M}; \\ d_M &= (\tau_{1M} / x_{1M}) \cdot r_{1M}; \\ e_M &= 1 + \tau_{1M}. \end{aligned}$$

Коефіцієнти розсіювання τ_{1M} і τ_{2M} розраховуються за виразами:

$$\tau_{1M} = \frac{x_{1M}}{x_{0M}}; \quad \tau_{2M} = \frac{x'_{2M}}{x_{0M}},$$

де x_{1M} – індуктивний опір статора асинхронного ГЕД;

x_{0M} – індуктивний опір намагнічування.

Струм в обмотці збудження ГЕД визначається як

$$L_{MV} \frac{dI_{MV}}{dt} + r_{MV} \cdot I_{MV} = E_{MV}, \quad (6.31)$$

де L_{MV} – індуктивність обмотки збудження ГЕД;

r_{MV} – активний опір обмотки збудження;

E_{MV} – ЕРС на виході збудника ГЕД.

Збуджувальні пристрої.

У якості пристрою збуджування можуть застосовуватися електромашинні або тиристорні (іноді діодні) агрегати. У загальному випадку, ЕРС на виході збудника визначається як:

$$E_{GV} = K_{GV1} \cdot \phi_{GV} + K_{GV2} \cdot I_{GV}^c, \quad (6.32)$$

де ϕ_{GV} – магнітний потік збудника генератора;

I_{GV}^c – струм в обмотці самозбудження;

K_{GV1} , K_{GV2} – постійні коефіцієнти.

Перехідні процеси в першому ступені підсилювача збудника і в обмотці самозбудження описуються рівняннями:

$$T_{GV} \frac{d\phi_{GV}}{dt} + \phi_{GV} = \sum_i (K_{GV i} \cdot U_{GV i}) = U_{GV\Sigma}; \quad (6.33)$$

$$L_{GV}^c \frac{dI_{GV}^c}{dt} + r_{GV}^c I_{GV}^c = U_{GV}, \quad (6.34)$$

де T_{GV} – сумарна постійна часу електромашинного збудника;

U_{GUi} – i -й керуючий сигнал ;

K_{GVi} – коефіцієнт посилення за i -м керуючим сигналом ;

L_{GV}^C – індуктивність обмотки самозбудження ;

r_{GV}^C – активний опір обмотки самозбудження ;

U_{GV} – напруга на виході збудника;

Для тиристорних збудників сучасних і перспективних електроходів система рівнянь (6.32)–(6.34) спрощується:

$$E_{GV} = (U_{GV})_0 \cdot K_{GV3} \cdot \sum_i (K_{GVi} \cdot U_{GUi}) = (U_{GV})_0 \cdot \cos \alpha_{GV} \quad (6.35)$$

де $(U)_{GV0}$ – напруга на виході збудника в режимі холостого ходу;

α_{GV} – кут вуправління збудником;

K_{GV3} – постійний коефіцієнт.

Аналогічним чином записуються вирази, що описують перехідні процеси в збуджувальних агрегатах ГЕД (індекс "G" замінюється на "M")

Система управління.

Рівняння системи керування пов'язують сигнали U_{yi} , що подаються на входи системи керування, з напругою на виході відповідного каналу регулювання.

У загальному випадку цей зв'язок має такий вигляд:

$$A_{Kr}(t) \cdot (U_{\text{вых}})_{Kr} = K_{Kr}^{CS} \cdot \sum_i K_i^{CS} \cdot (U_{Ui} - U_{3i}), \quad (6.36)$$

де K – об'єкт управління;

r – параметр управління;

A_{Kr} – функціональна залежність керуючих пристроїв регуляторів від часу, включно з похідною;

$(U)_{\text{вых}Kr}$ – сигнал управління на вході K -го об'єкта за r -м параметром;

K_{Kr}^{CS} – коефіцієнт підсилення за r -м параметром управління K -го об'єкта;

U_{Ui} – напруги сигналів управління та коригувальних зв'язків;

U_{3i} – напруги порівняння (відсічення);

K_i^{CS} – коефіцієнт підсилення за i -м сигналом управління.

У гребних електричних установках регулятори зазвичай діють роздільно, тому обирають їх незалежно один від одного, що й визначає спосіб відшукування передавальних функцій.

Відповідно до структурної схеми (див. рис. 6.1), система управління може формувати в загальному випадку такі керівні сигнали:

а) По ланцюгу збудження збудника генератора.

Результуюча напруга на вході збудника генератора:

$$U_{UG\omega} = \sum K_{Gi}^{CS} (U_{Ui} - U_{3i}) = K_{UG0} U_{UG3} - K_{UGI} U_{UGI} - K_{UGP} U_{UGP} - K_{UGU} U_{UGU} - K_{UG\omega} U_{UG\omega} - (K_{UGI})^T (U_{UGI})^T - (K_{UGI})^T (U_{UGI})^T, \quad (6.37)$$

де U_{UG3} – задана напруга;

U_{UGI} , U_{UGP} , U_{UGU} , $U_{UG\omega}$, $(U_{UGI})^T$, $(U_{UGI})^T$ – сигнали на виходах відповідних регуляторів:

$$U_{UGI} = \frac{T_{BG} K_1}{T_{0T} K_{TB} K_{Y1}} (I_G - I_{Ggr}) + \frac{K_1}{T_{0T} K_{TB} K_{Y1}} \int (I_G - I_{Ggr}) dt; \quad (6.38)$$

$$U_{UGP} = \frac{T_{BG}}{T_{0M}} (U_G I_G - K_P P_{Ggr}) + \frac{1}{T_{0M}} \int (U_G I_G - K_P P_{Ggr}) dt; \quad (6.39)$$

$$U_{UGU} = \frac{T_{BG}}{T_{0H} K_{TB} K_{Y1}} (U_G - U_{Ggr}) + \frac{1}{T_{0H} K_{TB} K_{Y1}} \int (U_G - U_{Ggr}) dt; \quad (6.40)$$

$$U_{UG\omega} = \frac{T_{BG}}{T_{0H} K_{TB} K_{Y13}} (\omega_D - \omega_{Dgr}) + \frac{1}{T_{0H} K_{TB} K_{Y13}} \int (\omega_D - \omega_{Dgr}) dt; \quad (6.41)$$

$$(U_{UGI})^T = \frac{T_{BG} K_1^{IT}}{T_{0T} K_{TB} K_{Y14}} (I_G - I_{Ggr2}) + \frac{K_1^{IT}}{T_{0T} K_{TB} K_{Y14}} \int (I_G - I_{Ggr2}) dt; \quad (6.42)$$

$$(U_{UGI})^r = \frac{K_1}{T_{0T} K_{TB} K_{Y1}} I + \frac{T_{BG} K_1}{T_{0T} K_{TB} K_{Y1}} \frac{dI}{dt}. \quad (6.43)$$

Індекс "gr" позначає граничне значення відповідного режимного показника).

Коефіцієнти підсилення за заданим сигналом K_{UG0} , за струмом K_{UGI} , за напругою K_{UGU} , за швидкістю $K_{UG\omega}$, за струмом у режимі гальмування $(K)_{UGI}^T$, за струмом гнучкого зворотного зв'язку $(K)_{UGI}^r$, постійні часу обмотки збудження генератора T_{BG} , регуляторів T_{0T} , T_{0M} , T_{0H} і коефіцієнти посилення K , K_{1Y1} , K_{TB} , K_{Y13} , K_{Y14} визначаються конкретною схемою системи автоматичного регулювання.

б) По колу збудження збудника гребного електродвигуна.

Результуюча напруга на вході збудника ГЕД

$$U_{UM} = \sum K_{Mi}^{CS} (U_{Ui} - U_{3i}) = K_{UM0} U_{UM3} + K_{UMP} U_{UMP} - K_{UM\omega} U_{UM\omega} - K_{UMI} U_{UMI}, \quad (6.44)$$

де U_{UG3} – задавальна напруга;

U_{UMP} , $U_{UM\omega}$, U_{UMI} – сигнали на виходах відповідних підсилювачів:

$$U_{UMP} = \frac{T_{BM}}{T_{0M}} (M_M \omega_M - P_{Mgr}) + \frac{1}{T_{0M}} \int (M_M \omega_M - P_{Mgr}) dt; \quad (6.45)$$

$$U_{UM\omega} = \frac{T_{MM}}{T_{0\omega} K_{TB} K_{Y5}} (\omega_M - \omega_{Mgr}) + \frac{2}{T_{0\omega} K_{TB} K_{Y5}} \int (\omega_M - \omega_{Mgr}) dt; \quad (6.46)$$

$$U_{UMI} = \frac{T_{BM}}{T_{0I}^T} (I_M - I_{Mgr}) + \frac{1}{T_{0I}^T} \int (I_M - I_{Mgr}) dt. \quad (6.47)$$

Коефіцієнти посилення за заданим сигналом K_{UM0} , за потужністю K_{UMP} , за кутовою швидкістю обертання $K_{UM\omega}$, за струмом K_{UMI} , механічна постійна часу T_{MM} , постійні часу обмотки збудження гребного електродвигуна T_{BM} і відповідних регуляторів – T_{0M} , $T_{0\omega}$, T_{0I}^r залежать від конкретної схеми системи автоматичного регулювання.

в) Управління статичними перетворювачами енергії:

відносна частота вихідної напруги перетворювача частоти SE

$$\alpha = \alpha_3 - K_{\alpha P} \alpha_P - K_{\alpha \omega} \alpha_\omega - K_{\alpha f} (\alpha_f - \alpha_{fcp}) - K_{\alpha M} (\alpha_M - \alpha_{Mcp}) - K_{\alpha I} (\alpha_I - \alpha_{Icp}) - K_{\alpha PD} (\alpha_{PD} - \alpha_{PDcp}); \quad (6.48)$$

відносна напруга на виході перетворювача SE

$$\gamma = \gamma_3 - K_{\gamma I} (\gamma_I - \gamma_{Irp}) - K_{\gamma U} \gamma_U, \quad (6.49)$$

де α_3 – задане значення відносної частоти α ;

α_P – коригувальний зв'язок за потужністю ГЕД;

α_ω – коригувальний зв'язок за кутовою швидкістю обертання ГЕД;

α_f – відсічення за вихідною частотою перетворювача частоти;

α_M – відсічення за обертовим моментом ГЕД;

α_I – відсічення за струмом статора ГЕД;

α_{PD} – відсічення за потужністю, яку споживає система електроруку;

γ_3 – задане значення відносної напруги перетворювача частоти – сигнал, що є функцією відносної частоти α і прийнятого закону управління напругою;

γ_U – коригувальний зв'язок за напругою ГЕД;

γ_I – відсічення за струмом статора ГЕД.

32

Коефіцієнти посилення $K_{\alpha P}$, $K_{\alpha \omega}$, $K_{\alpha f}$, $K_{\alpha M}$, $K_{\alpha I}$, α_{PD} , $K_{\gamma I}$, $K_{\gamma U}$ визначаються (як і в разі керування за колами збудників) конкретною системою управління.

У кожному конкретному випадку система автоматичного керування має свій "набір" керівних сигналів за кожним каналом регулювання.

Гребні гвинти.

При дослідженні перехідних режимів роботи гребних гвинтів допустимо користуватися статичними характеристиками, які враховують відхилення динамічних характеристик від статичних через величину приєднаних моментів інерції гребного гвинта.

Гідродинамічну реверсивну характеристику гребного гвинта, з урахуванням його взаємодії з корпусом судна, і з урахуванням руху судна криволінійною траєкторією, представимо у вигляді параболічного полінома. Тоді, відносний момент опору M_P^0 і відносний упор P_P^0 гвинта можуть бути представлені у вигляді:

$$M_P^0 = \frac{M_P}{M_{P0}} = a_{21} \left(\frac{\omega_P}{\omega_{P0}} \right)^2 + b_{21} \left(\frac{\omega_P}{\omega_{P0}} \right) \left(\frac{v_e}{v_0} \right) + c_{21} \left(\frac{v_e}{v_0} \right)^2 + a_M \left(\frac{v}{v_0} \right)^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_{CK}; \quad (6.50)$$

$$P_P^0 = \frac{P_P}{P_{P0}} = a_{11} \left(\frac{\omega_P}{\omega_{P0}} \right)^2 + b_{11} \left(\frac{\omega_P}{\omega_{P0}} \right) \left(\frac{v_e}{v_0} \right) + c_{11} \left(\frac{v_e}{v_0} \right)^2 + a_P \left(\frac{v}{v_0} \right)^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_{CK}, \quad (6.51)$$

$$\text{де } v_e = (1 - \psi_B) \cdot v \quad (6.52)$$

$$\left. \begin{aligned} a_{11} &= a_{P1}(1 - t_P + t_{PB}); & a_{21} &= a_{P2}(1 + m_{P,B}); \\ b_{11} &= b_{P1}(1 - t_P + t_{PB})(1 - \psi_B); & b_{21} &= b_{P2}(1 + m_{P,B})(1 - \psi_B); \\ c_{11} &= c_{P1}(1 - t_P + t_{PB})(1 - \psi_B)^2; & c_{21} &= c_{P2}(1 + m_{P,B})(1 - \psi_B)^2; \end{aligned} \right\}; \quad (6.53)$$

$$\alpha_{CK} = \alpha_K - \operatorname{arctg} \frac{v_Y}{v_X} + a_Y \cdot \frac{\Omega_Z \cdot L}{v}; \quad (6.54)$$

ω_P – кутова швидкість обертання гвинта;

v – швидкість руху судна;

v_e – швидкість натікання води на гвинт;

v_X, v_Y – складові швидкості судна у пов'язаній із ним системі координат;

ψ_B – коефіцієнт попутного потоку гвинта;

t_P – коефіцієнт засмоктування води;

Ω_Z – кутова швидкість обертання судна навколо осі Z ;

L – довжина судна;

α_{CK} – кут скоосу потоку води;

α_K – конструктивний кут нахилу лінії валопроводу до осі X ;

t_{PB} – коефіцієнт, що враховує вплив керма на упор гвинта;

$m_{P,B}$ – коефіцієнт, що враховує вплив керма на момент опору гвинта;

a_M, a_P, a_Y – постійні коефіцієнти.

Коефіцієнти універсальної характеристики ізолюваного гвинта $a_{P1}, a_{P2}, b_{P1}, b_{P2}, c_{P1}, c_{P2}$ – постійні в певних діапазонах зміни $\omega_P^0 = \omega_P / \omega_{P0}$ і $v_e^0 = v_e / v_0$.

Корпус електроходу.

Рух судна вільною поверхнею води розглядають у пов'язаній із ним системі координат $GXYZ$, початок якої збігається з центром ваги судна G , площину GXY паралельно до основної площини судна, вісь GX розміщують у діаметральній площині та спрямовують у ніс, вісь ZY – на правий борт, вісь GZ – вертикально вгору. Рівняння руху судна з урахуванням зазвичай використовуваних спрощувальних припущень, мають вигляд, широко використовуваний у теорії управління суден:

$$(m + \lambda_{11}) \frac{dv_x}{dt} - (m + \lambda_{22}) v_y \Omega_z - \lambda_{26} \Omega_z^2 = \sum_j K_{Pj} P_{ej} \cos \alpha_j - C_x \frac{\rho}{2} v^2 F_d - R_{RX}; \quad (6.55)$$

$$(m + \lambda_{22}) \frac{dv_y}{dt} + (m + \lambda_{11}) v_x \Omega_z + \lambda_{26} \frac{d\Omega_z}{dt} = \sum_j K_{Pj} P_{ej} \sin \alpha_j - C_y \frac{\rho}{2} v^2 F_d + R_{RY} \quad (6.56)$$

$$\begin{aligned} (J_z + \lambda_{66}) \frac{d\Omega_z}{dt} + \lambda_{26} \frac{dv_y}{dt} - (\lambda_{11} - \lambda_{22}) v_x v_y + \lambda_{26} v_x \Omega_z = \\ = \sum_j K_{Pj} P_{ej} (y_j - x_j \operatorname{tg} \alpha_j) \cos \alpha_j + (M_{IIZ} - M_{JIZ}) + R_{RY} x_R \end{aligned} \quad (6.57)$$

де m – маса судна;

$\lambda_{11,22}$ – приєднані маси води вздовж осей X і Y ;

J_Z – момент інерції судна під час обертання навколо осі Z ;

λ_{66} – приєднаний момент інерції води;

v_X – складова швидкості руху судна вздовж осі X ;

v_Y – складова швидкості руху судна вздовж осі Y ;

Ω_Z – кутова швидкість обертання навколо осі Z ;

λ_{26} – приєднаний статичний момент при обертанні судна навколо осі Z ;

P_{ej} – корисний упор j -го гребного гвинта і його частка K_{pj} у сумарному упорі;

α_j – кут нахилу лінії валу гребного гвинта до осі X ;

y_j, x_j – "координати" j -го гвинта в площині XGY ;

ρ – питома густина води;

F_d – наведена площа зануреної частини діаметральної площини судна;

M_{IIZ} – позиційний момент опору;

M_{dZ} – демпфувальний момент опору;

R_X – поздовжня сила керма;

R_Y – поперечна сила керма;

x_R – відстань від центру системи координат до керма.

Сили й моменти (та їхні коефіцієнти) правих частин рівнянь (6.55)–(6.57) визначають таким чином:

$$C_X = C_{X0} \cos 1,5\beta_{op} - 0,07 \sin^4 1,5\beta_{op} + c_4 \left(\frac{2\beta_{op}}{\pi} \right)^3; \quad (6.58)$$

$$C_Y = 0,5C_Y^\beta \sin^2 \beta_{op} \cos \beta_{op} + c_2 \sin^2 \beta_{op} + c_3 \sin^4 2\beta_{op} \quad (6.59)$$

$$(M_{IIZ} - M_{dZ}) = [m_1 \sin 2\beta_{op} + m_2 \sin \beta_{op} + m_3 \sin^3 2\beta_{op} + m_4 \sin^4 2\beta_{op}] \cdot \frac{\rho}{2} v^2 F_d L - [0,739 + 8,7T/L] C_{m0}^\omega \frac{\rho}{2} F_d L^2 v \Omega_Z; \quad (6.60)$$

$$R_{RY} = \mu_R \left[\beta_R - \chi_{II} \left(\arctg \frac{v_Y}{v_X} + \frac{\varepsilon L}{v} \Omega_Z \right) \right] \frac{\rho}{2} v^2 S_{II} \quad (6.61)$$

$$R_{RX} = C_{Xr} \frac{\rho}{2} v^2 S_{II} \quad (6.62)$$

де β_{op} – кут дрейфу судна;

S_{II} – наведена площа керма;

β_R – кут перекладки пера керма;

C_{X0} – коефіцієнт опору води руху на прямому курсі за $v=v_0$

c_4 – коефіцієнт поздовжньої позиційної сили опору води;

C_Y^β, c_2, c_3 – коефіцієнти сили корпусу;

m_1, m_2, m_3, m_4 – коефіцієнти позиційного моменту опору;

C_{m0}^ω – коефіцієнт демпфувального моменту опору;

μ_R – коефіцієнт бічної сили керма;

χ_{II} – наведений коефіцієнт впливу корпусу і гвинтів на кермо;

ε – величина, що визначається відношенням l_R / L (l_R – відстань між кермом і мідель-шпангоутом);

C_{Xr} – коефіцієнт опору керма.

34

Коефіцієнти $C_{X0}, c_4, C_Y^\beta, c_2, c_3, m_1, m_2, m_4, C_{m0}^\omega, \mu_R, K_R, \chi_{II}, C_{Xr}$ визначаються за графіками, номограмами, атласами.

Типовими представниками електроходів є судна льодового плавання і криголами. Крижаний покрив величезною мірою впливає на характер руху цих суден. Спосіб урахування впливу льоду (суцільного, битого, згуртованого) на параметри руху судна на прямому курсі та за криволінійною

траєкторією стосовно до розробленої узагальненої математичної моделі наведено у відповідній літературі.

Рух судна в нерухомій системі координат описується таким чином:

Поздовжня v_{X1} і поперечна v_{Y1} складові вектора швидкості центру тяжіння судна та його координати $X1$ і $Y1$ у нерухомій системі $X_1O_1Y_1$ визначаються за співвідношеннями:

$$v_{X1} = v \cos \varphi_C; \quad (6.63)$$

$$v_{Y1} = v \sin \varphi_C; \quad (6.64)$$

$$X1 = \int_0^t v_{X1} dt = \int_0^t v \cos \varphi_C dt; \quad (6.65)$$

$$Y1 = \int_0^t v_{Y1} dt = \int_0^t v \sin \varphi_C dt; \quad (6.66)$$

Кут швидкості судна φ_C і кут курсу ψ_C визначаються як:

$$\varphi_C = \psi_C - \beta_{op}; \quad (6.67)$$

$$\psi_C = \int_0^t \Omega_Z dt. \quad (6.68)$$

6.3. Узагальнена математична модель.

Як видно з п. 3.2, система рівнянь (6.1)–(6.68), яка описує поведінку електроходів на маневрах, винятково складна. На перехідні режими роботи комплексу впливають сотні параметрів.

За такої ситуації, з одного боку, розв'язувати задачі аналізу поведінки пропульсивних комплексів на маневрах просто неможливо (навіть за сучасного рівня розвитку обчислювальної техніки), з іншого – результати таких досліджень, які виконані стосовно конкретних електроходів, можуть носити тільки окремий характер, що істотно знижує їхню наукову цінність.

Для скорочення числа параметрів, спрощення аналізу, надання спільності його результатам скористаємося поняттям наближеного динамічно-еквівалентного комплексу.

Відповідно до нього, систему рівнянь (6.1)–(6.68) приводять до безрозмірної форми і виокремлюють критерії її динамічної подібності – безрозмірні параметри (в далі – просто "параметри") пропульсивного комплексу. У результаті:

– число параметрів (критеріїв динамічної подібності) системи скорочується в 5-6 разів ;

– з'являються широкі можливості узагальнення результатів досліджень: комплекси з рівними значеннями параметрів матимуть однакові закони зміни (у відносних одиницях) відповідних режимних показників; одержувані результати будуть прийнятними для всіх електроходів розглянутого класу.

Для переходу до безрозмірної форми запису використовується поняття базових значень відносних режимних показників. У якості таких (їх позначають індексом "0") приймають значення, що відповідають роботі пропульсивного комплексу в номінальному сталому режимі, під час руху судна вільною, глибокою, спокійною водою прямим курсом. Тоді відносні значення відповідних режимних показників визначатимуться як відношення поточних значень до базових. Будемо позначати їх символом "0" у показнику степеня (наприклад $M_D^0 = M_D / M_{D0}$). (Відносний час T^0 визначається дещо інакше:

$$T^0 = \frac{v_0}{L} t,$$

де t – реальний час.)

Остаточний варіант узагальненої математичної моделі перехідних і сталих режимів роботи пропульсивних комплексів електроходів (розроблений на базі системи рівнянь (6.1)–(6.68)) представлений (опускаючи всі проміжні викладки) нижче.

35

Рівняння руху первинного двигуна

$$\frac{d\omega_D^0}{dT^0} = N_D (M_D^0 - K_{D1} M_G^0 - K_{DT}). \quad (6.69)$$

Обертовий момент первинного двигуна при $\frac{1}{\omega_{DP}^0} \leq 1$:

а) при $\omega_D^0 \leq \psi_D^0 \omega_{DP}^0$

$$M_D^0 = \xi_D^0 \frac{1 + (\omega_{DP}^0 - \omega_D^0) \beta_D}{1 + (\omega_{DP}^0 - 1) \beta_D} ;$$

б) при $\psi_D^0 \omega_{DP}^0 < \omega_D^0 \leq \frac{\xi_D^0 (c_{DP} - 1) + 1}{1/\omega_{DP}^0}$

$$M_D^0 = \frac{[1 + \omega_{DP}^0 (1 - \psi_D^0) \beta_D] \cdot \left[\frac{c_{DP} - \frac{\omega_D^0}{\psi_D^0 \omega_{DP}^0}}{c_{DP} - 1} + \xi_D^0 - 1 \right]}{1 + (\omega_{DP}^0 - 1) \beta_D} .$$

Обертовий момент первинного двигуна при $\frac{1}{\omega_{DP}^0} > 1$:

а) при $\omega_D^0 \leq \psi_D^0 \omega_{DP}^0$

$$M_D^0 = \xi_D^0 \frac{[1 + (\omega_{DP}^0 - \omega_D^0) \beta_D] \cdot (c_{DP} - 1)}{c_{DP} - 1/\omega_{DP}^0} ; \quad (6.70)$$

б) при $\psi_D^0 \omega_{DP}^0 < \omega_D^0 \leq \frac{\xi_D^0 (c_{DP} - 1) + 1}{1/\omega_{DP}^0}$

$$M_D^0 = \frac{[1 + \omega_{DP}^0 (1 - \psi_D^0) \beta_D] \cdot \left[(\xi_D^0 - 1)(c_{DP} - 1) + c_{DP} - \frac{\omega_D^0}{\psi_D^0 \omega_{DP}^0} \right]}{c_{DP} - 1/\omega_{DP}^0} .$$

Рівняння руху регулятора первинного двигуна

$$\frac{d\xi_D^0}{dT^0} = C_{RD1} (\omega_D^0 - \omega_{D\text{зад}}^0) - C_{RD2} \xi_D^0 . \quad (6.71)$$

Рівняння, що описують генератор електричного струму:

а) момент опору первинному двигуну

$$M_G^0 = C_{G1} \frac{U_G^0 I_G^0}{\omega_D^0} \cos \varphi_G + C_{G2} \frac{(U_G^0)^2}{\omega_D^0} \sin 2\theta_G ; \quad (6.72)$$

б) напруга на виході генератора

$$U_G^0 = \frac{1}{\cos \theta_G} [C_{G3} E_G^0 - C_{G4} (I_G^0)^{(1+RT)} \cos \psi_G - C_{G5} I_G^0 \omega_D^0 \sin \psi_G] ; \quad (6.73)$$

в) поздовжня складова результуючої ЕРС генератора

$$E_G^0 = \omega_D^0 (C_{G7} I_{GV}^0 - C_{G8} I_G^0 \sin \psi_G - C_{G9} I_G^0) , \quad (6.74)$$

$$\text{де } \varphi_G = \alpha_G + \frac{\gamma_G}{2} \quad (6.75)$$

$$\psi_G = \arccos \left(C_{G10} \frac{U_G^0}{\omega_D^0 I_{GV}^0} \cos \varphi_G \right) ; \quad (6.76)$$

$$\theta_G = \psi_G - \varphi_G ; \quad (6.77)$$

$$\gamma_G = \arccos \left(\cos \alpha_G - C_{G11} \frac{I_M^0 \omega_D^0}{E_G^0} \right) - \alpha_G . \quad (6.78)$$

Рівняння перехідних процесів у збуджувальному пристрої генератора:

а) струм збудження генератора

$$\frac{dI_{GV}^0}{dT^0} = N_{GV} [E_{GV}^0 - C_{GV2} I_{GV}^0 - (C_{GV2} - 1) I_G^0]; \quad (6.79)$$

б) ЕРС на виході збудника

$$E_{GV}^0 = C_{GV3} \phi_{GV}^0 + (1 - C_{GV3}) (I_{GV}^c)^0; \quad (6.80)$$

в) магнітний потік збудника

$$\left(\frac{d\phi_{GV}^0}{dT} \right) = N_{GV1} [U_{GV\Sigma}^0 - \phi_{GV}^0]; \quad (6.81)$$

г) струм в обмотці самозбудження

$$\frac{d(I_{GV}^c)^0}{dT^0} = N_{GV2} [E_{GV}^0 - (1 - C_{GV6}) I_{GV}^0 - C_{GV6} (I_{GV}^c)^0]. \quad (6.82)$$

Напруга на виході перетворювача електроенергії

$$U_M^0 = K_{SE} \frac{U_{G0}}{U_{M0}} \mu_{SE}(T^0) U_G^0. \quad (6.83)$$

Струм на вході перетворювача енергії (струм генератора)

$$I_G^0 = C_{G6} \left| \frac{\sin \frac{\gamma_G}{2}}{\frac{\gamma_G}{2}} \right| \cdot \mu_{SE}(T^0) I_M^0 \frac{\cos \phi_M}{\cos \phi_G}. \quad (6.84)$$

Рівняння руху гребного електродвигуна

$$\frac{d\omega_M^0}{dT^0} = N_M (M_M^0 - K_{M1} M_P^0 - K_{MT}). \quad (6.85)$$

Математичний опис законів зміни основних режимних показників електродвигунів досить складний. Для полегшення сприйняття математичної моделі запишемо переведені в безрозмірні величини формули (6.18)–(6.30) окремо за кожним із розглянутих типів гребних електродвигунів (що жодною мірою не впливає на спільність математичного апарату).

1. Для гребних електродвигунів постійного струму і вентильних:

а) обертальний момент

$$M_M^0 = \phi_M^0 I_M^0 (K_M^{in})^0; \quad (6.86)$$

б) магнітний потік

$$\phi_M^0 = \sqrt{C_{M1} (I_{MV}^0)^2 + C_{M2} I_{MV}^0 + C_{M3} - C_{M8} I_M^0 (C_{M9} I_{MV}^0 + C_{M10}) \cdot \sin \gamma_{KC} + C_{M11} (I_M^0)^2} \times \\ \times \left(K_{MD}^2 \sin^2 \gamma_{KC} + K_{MQ}^2 \cos^2 \gamma_{KC} \right); \quad (6.87)$$

в) струм двигуна

$$I_M^0 = C_{M12} U_M^0 - C_{M13} \phi_M^0 (K_M^{in})^0 \omega_M^0; \quad (6.88)$$

г) коефіцієнт інвертування

$$(K_M^{in})^0 = C_{M15} [\cos \beta_M^{in} + \cos \delta_M^{in}]; \quad (6.89)$$

д) сумарний кут комутації

$$\gamma_{KC} = \left(\arctg \frac{C_{M4} I_M^0}{C_{M5} I_{MV}^0 + C_{M6}} + \frac{\beta_M^{in} + \delta_M^{in}}{2} \right) \quad (6.90)$$

е) коефіцієнт потужності на вході двигуна

$$\cos \phi_M = \cos \left(\frac{\beta_M^{in} + \delta_M^{in}}{2} \right). \quad (6.91)$$

37

2. Для асинхронного гребного електродвигуна:

а) обертальний момент

$$M_M^0 = C_{M16} \frac{\gamma^2}{(C_{M19}\alpha - C_{M20}\omega_M^0)} \cdot \frac{1}{R_f(\alpha, \omega_M^0)} ; \quad (6.92)$$

б) струм

$$I_M^0 = C_{M24} \gamma \frac{1}{R_f(\alpha, \omega_M^0)} ; \quad (6.93)$$

в) коефіцієнт потужності двигуна

$$\cos \varphi_M = \frac{C_{M17} + \frac{C_{M21}}{C_{M19}\alpha - C_{M20}\omega_M^0} + \frac{C_{M23}\alpha}{2(C_{M19}\alpha - C_{M20}\omega_M^0)}}{\sqrt{C_{M17} + \frac{C_{M21}}{C_{M19}\alpha - C_{M20}\omega_M^0}}} \cdot \frac{1}{R_f(\alpha, \omega_M^0)}, \quad (6.94)$$

де $R_f(\alpha, \omega_M^0)$ – допоміжна функція:

$$R_f(\alpha, \omega_M^0) = \sqrt{(C_{M17} + C_{M18}\alpha^2) + \frac{C_{M21} + C_{M22}\alpha^2}{(C_{M19}\alpha - C_{M20}\omega_M^0)^2} + \frac{C_{M23}\alpha}{C_{M19}\alpha - C_{M20}\omega_M^0}} \quad (6.95)$$

3. Для синхронного гребного електродвигуна:

а) обертальний момент

$$M_M^0 = \frac{1}{N_M} \frac{d\alpha}{dT} + K_{M1} M_p^0 + K_{MT} \quad (6.96)$$

б) струм двигуна

$$I_M^0 = \sqrt{C_{M28}(I_{MV}^0)^2 + C_{M29}\left(\frac{\gamma}{\alpha}\right)^2 - C_{M30} \frac{I_{MV}^0 \gamma}{\alpha} \cos \theta_M} ; \quad (6.97)$$

в) коефіцієнт потужності двигуна

$$\cos \varphi_M = \cos \left[\arctg \frac{C_{M31}\gamma - \alpha I_{MV}^0 \cos \theta_M}{\alpha I_{MV}^0 \sin \theta_M} \right] ; \quad (6.98)$$

г) е.д.с. намагнічування

$$E_{0M}^0 = \alpha I_{MV}^0 . \quad (6.99)$$

Кут навантаження θ_M знаходиться з рішення рівняння

$$M_M^0 = C_{M26} \frac{E_{0M}^0 \gamma}{\alpha} \sin \theta_M + C_{M27} \frac{\gamma^2}{\alpha^2} \sin 2\theta_M . \quad (6.100)$$

Рівняння процесів у збуджувальній пристрої гребного електродвигуна:

а) струм в обмотці збудження електродвигуна

$$\frac{dI_{MV}^0}{dT^0} = N_{MV} [E_{MV}^0 - I_{MV}^0] ; \quad (6.101)$$

б) ЕРС на виході збудника

$$E_{MV}^0 = C_{MV3} \phi_{MV}^0 + C_{MV4} (I_{MV}^c)^0 ; \quad (6.102)$$

в) магнітний потік

$$\frac{d\phi_{MV}^0}{dT^0} = N_{MV1} [U_{MU\Sigma}^0 - \phi_{MV}^0] ; \quad (6.103)$$

г) струм в обмотці самозбудження

$$\frac{d(I_{MV}^c)}{dT^0} = N_{MV2} [E_{MV}^0 - (1 - C_{MV6}) I_{MV}^0 - C_{MV6} (I_{MV}^c)^0] . \quad (6.104)$$

Результуюча напруга на вході збудника генератора

$$U_{GU\Sigma}^0 = K_{UG0} U_{UG}^0 - K_{UG1} U_{UG1}^0 - K_{UGP} U_{UGP}^0 - K_{UGU} U_{UGU}^0 - K_{UG\Theta} U_{UG\Theta}^0 - (K_{UGT})^T (U_{UGT}^0)^T - (K_{UGT})^T (U_{UGT}^0)^T , \quad (6.105)$$

$$\text{де} \quad \frac{dU_{UGI}^0}{dT^0} = K_{UGI2} (I_G^0 - I_{G1}^0) + K_{UGI1} \cdot \frac{d(I_G^0 - I_{G1}^0)}{dT^0}; \quad (6.106)$$

$$\frac{dU_{UGP}^0}{dT^0} = K_{UGP2} (I_G^0 U_G^0 - P_{G1}^0) + K_{UGP1} \frac{d(U_G^0 I_G^0 - P_{G1}^0)}{dT^0}; \quad (6.107)$$

$$\frac{dU_{UGU}^0}{dT^0} = K_{UGU2} (U_G^0 - U_{G1}^0) + K_{UGU1} \cdot \frac{d(U_G^0 - U_{G1}^0)}{dT^0}; \quad (6.108)$$

$$\frac{dU_{UG\omega}^0}{dT^0} = K_{UG\omega2} (\omega_M^0 - \omega_{M1}^0) + K_{UG\omega1} \cdot \frac{d(\omega_M^0 - \omega_{M1}^0)}{dT^0}; \quad (6.109)$$

$$\frac{d(U_{UGI}^0)^r}{dT^0} = K_{UGI2}^r \frac{d}{dT^0} \left(\frac{dI_G^0}{dT^0} \right) + K_{UGI1}^r \frac{dI_G^0}{dT^0}. \quad (6.110)$$

Результуюча напруга на вході збудника гребного електродвигуна

$$U_{MU\Sigma}^0 = K_{UM0} U_{UM}^0 + K_{UMP} U_{UMP}^0 - K_{UM\omega} U_{UM\omega}^0 - K_{UMI} U_{UMI}^0, \quad (6.111)$$

де

$$\frac{dU_{UMP}^0}{dT^0} = K_{UMP1} (M_M^0 \omega_M^0 - P_{M1}^0) + K_{UMP2} \frac{d(M_M^0 \omega_M^0 - P_{M1}^0)}{dT^0} \quad (6.112)$$

$$\frac{dU_{UM\omega}^0}{dT^0} = K_{UM\omega1} (\omega_M^0 - \omega_{M1}^0) + K_{UM\omega2} \frac{d(\omega_M^0 - \omega_{M1}^0)}{dT^0}; \quad (6.113)$$

$$\frac{dU_{UMI}^0}{dT^0} = K_{UMI1} (I_M^0 - I_{M1}^0) + K_{UMI2} \frac{d(I_M^0 - I_{M1}^0)}{dT^0}. \quad (6.114)$$

Корпус судна.

Зазвичай приєднанням статичним моментом $\epsilon \lambda_{26}$ нехтують. У цьому разі рівняння руху судна в горизонтальній площині, переведені в безрозмірну форму запису, матимуть такий вигляд:

$$\frac{dv_X^0}{dT^0} = C_{\lambda,2} v_Y^0 \Omega_Z^0 + N_X \left\{ \sum_j K_{Pj} P_{ej}^0 - C_{RX} \beta_{RP} (v^0)^2 - R_X^0 \right\}; \quad (6.115)$$

$$\frac{dv_Y^0}{dT^0} = -\frac{1}{C_{\lambda,2}} v_X^0 \Omega_Z^0 + \frac{N_X}{C_{\lambda,2}} \left\{ \sum_j K_{Pj} \alpha_{jz} P_{ej}^0 + C_{RY} \beta_{RP} (v^0)^2 - R_Y^0 \right\}; \quad (6.116)$$

$$\frac{d\Omega_Z^0}{dT^0} = -\frac{N_\Omega}{N_X} C_{\lambda,21} v_X^0 v_Y^0 + N_\Omega \left\{ \sum_j K_{Pj} h_{Pj} P_{ej}^0 + (M_{\Pi Z}^0 - M_{\mathcal{I}Z}^0) + C_{RY} X_R^0 \beta_{RP} (v^0)^2 \right\}, \quad (6.117)$$

де

$$R_X^0 = \left\{ C_{11} \cos 1,5\beta_{op} - C_{12} \sin^4 1,5\beta_{op} + C_{13} \left(\frac{2\beta_{op}}{\pi} \right)^3 \right\} \cdot (v^0)^2; \quad (6.118)$$

$$R_Y^0 = \{ C_{21} \sin 2\beta_{op} \cdot \cos \beta_{op} + C_{22} \sin^2 \beta_{op} + C_{23} \sin^4 2\beta_{op} \} \cdot (v^0)^2; \quad (6.119)$$

$$M_{\Pi Z}^0 - M_{\mathcal{I}Z}^0 = [C_{61} \sin 2\beta_{op} + C_{62} \sin \beta_{op} + C_{63} \sin^3 2\beta_{op} + C_{64} \sin^4 2\beta_{op}] (v^0)^2 - C_{65} \Omega_Z^0 v^0; \quad (6.120)$$

$$\beta_{RP} = K_R \beta_R - \chi_{II} \left(\arctg \beta_{op} - \epsilon \frac{\Omega_Z^0}{v^0} \right) \quad (6.121).$$

Таким чином, до системи рівнянь, що описують перехідні режими в безрозмірних одиницях, входять вирази: (6.48)–(6.54), (6.69)–(6.121).

У процесі перетворення рівнянь (що описують перехідні процеси в пропульсивних комплексах в абсолютних одиницях) у безрозмірну форму запису, було **автоматично** отримано **критерії динамічної подібності** – ті самі безрозмірні параметри пропульсивних комплексів. Саме цими **критеріями** (параметрами) визначаються закони зміни у часі режимних показників комплексів.

Для того щоб розрахувати чисельні значення критеріїв динамічної подібності для кожного

конкретного електроходу, достатньо підставити значення відповідних параметрів пропульсивного комплексу у відповідні співвідношення.

Способи дослідження перехідних і сталих режимів роботи на ЕОМ

Для аналізу маневрених режимів роботи силових установок у складі пропульсивних комплексів електроходів розроблено пакет прикладних програм. "Базовими" є програми, які дають змогу розраховувати закони зміни у часі відносних режимних показників під час виконання електроходами найрізноманітніших маневрів.

Відповідно до процедури розрахунків, під час аналізу маневрених режимів:

- розраховують і вводять у вигляді вихідних даних безрозмірні параметри комплексів; для будь-якого конкретного електропривода – це постійні ("конструктивні") параметри; під час проведення наукових досліджень і конструкторських опрацювань значеннями цих параметрів можна варіювати;

- відповідно до досліджуваного маневру вводять параметри управління комплексом – величини, що характеризують інтенсивність зміни керівних впливів і усталені їхні значення, відповідно до положень рукояток постів управління та переключкою пера керма;

- задаються початкові умови;

- відповідно до обраних маневрів формуються закони управління кожним силовим контуром (як правило, кількість контурів 2 – 3) і рульовим пристроєм, наприклад:

а) під час розгону $0 \leq T^0 \leq T_1^0$

$$\alpha = \alpha_{уст.} (1 - \exp(-k_1 \cdot T^0)), \quad \gamma = \gamma(\alpha);$$

б) при реверсі з переднього ходу на задній $T_1^0 < T^0 \leq T_2^0$

$$\alpha = 0, \quad \gamma = \gamma_{уст.} (1 - \exp(-k_\gamma (T^0 - T_1^0))); \quad \text{для } \omega_M \geq 0$$

$$\alpha = \alpha_{уст.} (1 - \exp(-k_2 \cdot (T^0 - T_1^0))), \quad \gamma = \gamma(\alpha); \quad \text{для } \omega_M < 0$$

в) при реверсі із заднього ходу на передній $T_2^0 < T^0 < T_3^0$

$$\alpha = 0, \quad \gamma = \gamma_{уст.} (1 - \exp(-k_\gamma (T^0 - T_2^0))); \quad \text{для } \omega_M \leq 0$$

$$\alpha = \alpha_{уст.} (1 - \exp(-k_3 \cdot (T^0 - T_2^0))), \quad \gamma = \gamma(\alpha); \quad \text{для } \omega_M > 0,$$

- розраховуються поточні значення основних режимних показників кожного силового контуру;

- визначаються гідродинамічні сили й моменти, що діють на судно;

- обчислюються поздовжня і поперечна сили керма і момент, що діє на судно від поперечної сили;

- розраховуються поточні значення параметрів руху судна у пов'язаній із ним системі координат, а потім - у незв'язаній системі.

У процесі розрахунків реєструються такі режимні показники (у відносних величинах):

а) по кожному силовому контуру

- кутова швидкість обертання первинного двигуна – ω ;

- обертальний момент первинного двигуна – M_D ;

- потужність первинного двигуна – P_D ;

- напруги на виході генератора – U_G ;

- струм збудження генератора – I_{GV} ;

- струм якоря генератора – I_G ;

- відносна напруга керування перетворювачем – відносна напруга керування перетворювачем – γ ;

- напруга на вході гребного електродвигуна – U_M ;

- струм гребного електродвигуна – I_M ;

- обертальний момент гребного електродвигуна – M_M ;

- кутова швидкість обертання гребного електродвигуна і гребного гвинта – ω_M ;

б) руху судна:

- швидкість руху судна – v ;

– складова швидкості v уздовж поздовжньої осі $X - v_x$;
 – складова швидкості v уздовж поперечної осі $Y - v_y$;
 – кутова швидкість обертання судна навколо осі $Z - \Omega_z$;

- кут дрейфу – β_{op} ;
- пройдений шлях уздовж осей $X1$ і $Y1$, відповідно – $X1$ і $Y1$;
- кут курсу – ψ_c .

За необхідності, можуть реєструватися і будь-які інші, одержувані в процесі розрахунків, режимні показники.

Розроблена математична модель являє собою систему звичайних диференціальних рівнянь. Вона має такі відмінні риси:

- а) рівняння математичного опису перехідних процесів належать до категорії жорстких рівнянь; постійні часу в диференціальних рівняннях вельми істотно відрізняються одне від одного;
- б) інтенсивності зміни режимних показників на окремих етапах перехідних процесів змінюються у великих межах – на початкових стадіях розгону і особливо реверсування силової установки вони максимальні, а під час наближення до сталих режимів - навпаки мінімальні.

Для побудови алгоритму її розв'язання було проаналізовано кілька методів, заснованих на розв'язанні задачі Коші:

- метод Ейлера (з кількома значеннями кроку інтегрування);
- метод Гіра;
- метод Рунге–Кутти–Мерсона.

Результати розрахунків за методом Гіра дають деякі "втрати" інформації на етапах реверсування силової установки. Метод же Рунге-Кутти-Мерсона, поряд із високою точністю обчислень, забезпечує мінімальну тривалість розрахунків (на 80 % меншу, ніж за методом Гіра) і позбавляє проектувальника від необхідності підбору кроку інтегрування. Виходячи з цього, в основу розроблених алгоритмів закладався метод Рунге-Кутти-Мерсона.

Як приклад, далі на рис. 6.7 і 6.8, наведено результати аналізу деяких характерних маневрів, які виконують електроходи з різним типом силової установки.

На рис. 6.7 наведено результати розрахунку маневру: розгін ($0 \leq T^0 < 6$) – реверс із переднього ходу на задній ($6 < T^0 \leq 9$) – реверс із заднього ходу на передній ($T^0 > 9$). Розрахунок виконано для електроходу з *гребною електричною установкою подвійного роду струму* з реверсом за магнітним потоком ГЕД.

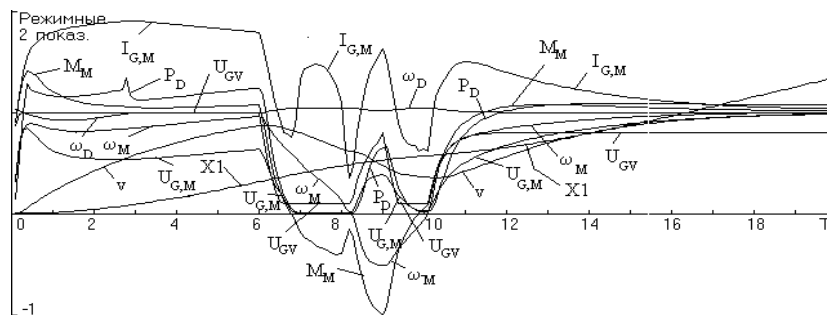


Рис. 6.7. Режимні показники пропульсивного комплексу електрохода з ГЕУ подвійного роду струму

На рис. 6.8 показано закони зміни режимних показників пропульсивного комплексу стосовно іншого варіанту: розгін електроходу прямолінійною траєкторією ($0 \leq T^0 < 8$) – маневр (при $T^0 > 8$) гвинтами і кермом на відворот судна. Розрахунок виконано для електрохода з *гребною електричною установкою з частотно-керованими асинхронними ГЕД*. (Буквений символ "L" у позначеннях кривих на рис.6.8 відповідає лівому контуру, а символ "P" - правому контуру; масштаб за показником $X1$ - десятикратний.)

Наведені результати показують прийнятність розробленої математичної моделі та отриманих на її основі алгоритмів і програм для розрахунків законів зміни в часі режимних показників пропульсивних комплексів електроходів під час роботи на маневрах.

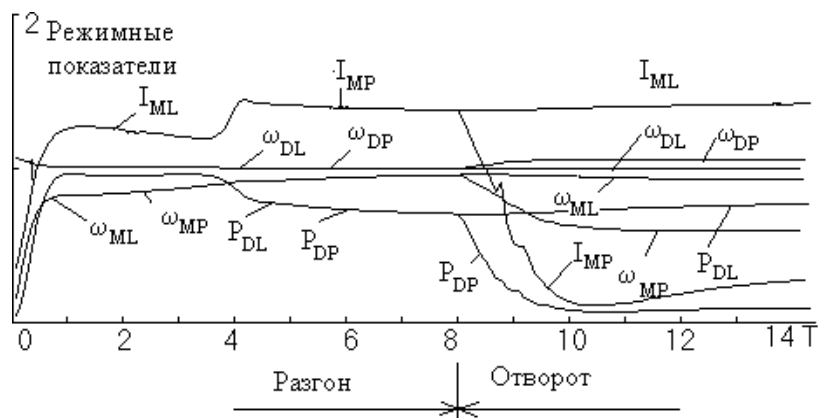


Рис. 6.8 а. Режимні показники силової установки електрохода з ГЕУ з частотно-керованими ГЕД

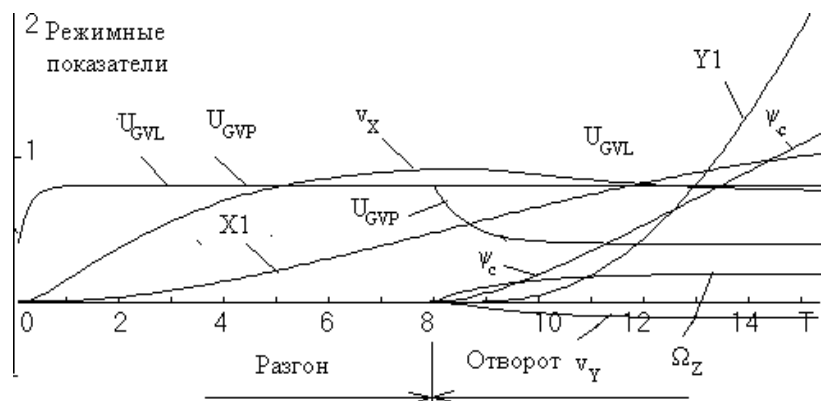


Рис. 5.8 б. Режимні показники електроходу з ГЕУ

Як приклад використання розробленого математичного апарату, нижче наводиться розрахунок деяких маневрів стосовно конкретного електроходу.

Розглянемо проект судна з перспективним варіантом електроенергетичної установки – на змінному струмі з частотно-керованими гребними електродвигунами.

Основні технічні характеристики проекту за корпусом, рушійно-рульовим комплексом, джерелами енергії близькі до електроходу класу лінійного криголама (гребна установка прототипу виконана на змінно-постійному струмі). Надалі будемо називати судно, що розглядається, "Проектом».

Основні характеристики судна:

– довжина	51,7 м
– ширина	15,01 м
– осадка	4,2 м
– водотонажність	1763 т
– потужність головних двигунів	2200 кВт
– швидкість руху	7 м/с.

До складу силової установки входять:

– два дизель-генераторні агрегати типу ДГР $\frac{1000}{750}$, кожен з яких ⁴²містить дизель 10Д

$\frac{20,7}{2 \times 25,4}$ з ефективною потужністю 1100 кВт при 750 об/хв і генератор МСК 1270-750 потужністю 1000 кВт при 750 об/хв;
– тиристорні перетворювачі частоти;

- два асинхронні гребні електродвигуни, що мають такі основні розрахункові параметри:
 - потужність 1000 кВт
 - струм статора 1100 А
 - коефіцієнт потужності 0,835
 - обертальний момент 10670 Нм
 - кутова швидкість обертання 93,67 с⁻¹
 - основні обмотувальні дані
 - активний опір статора 0,00419 Ом
 - реактивний опір статора 0,0879 Ом
 - приведений активний опір ротора 0,0359 Ом
 - приведений реактивний опір ротора 0,1319 Ом
 - коефіцієнт приведення опорів 34,336
 - реактивний опір намагнічування 1,503 Ом.
- Чисельні значення основних безрозмірних параметрів пропульсивного комплексу "Проект", представлені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1

Чисельні значення безрозмірних параметрів «Проекту»

Параметр	Значення	Параметр	Значення	Параметр	Значення
C_{D1}	1	C_{G10}	0,69	C_{M24}	11
C_{D2}	0,05	C_{G11}	0,103	α_{iz}	0
c_{DR}	1,04	N_{VG}	3	C_{14}	1,204
N_D	1,937	N_M	5,1	C_{21}	3,372
C_{G1}	0,5	C_{M16}	14,127	C_{22}	21,19
C_{G2}	0,75	C_{M17}	0,0164	C_{23}	1,686
C_{G3}	1	C_{M18}	40,21	C_{61}	3,564
C_{G5}	0,075	C_{M19}	1	C_{62}	0,048
C_{G7}	1,45	C_{M20}	0,895	C_{63}	1,301
C_{G8}	0,608	C_{M21}	0,0001	C_{64}	0,241
N_X	0,132	N_Ω	0,99	C_{65}	4,076
C_{M22}	1,1204	χ_Π	0,45	$C_{\lambda,2}$	1,368
C_{M23}	0,233	C_{RY}	1,532	$C_{\lambda,21}$	0,736
$y_i - \alpha_{iz}$	0,1				

Розглянемо кілька характерних маневрів, які виконує електрохід на прямому курсі і за криволінійною траєкторією. Розрахунок режимних показників пропульсивних комплексів на цих маневрах, виконаний за розглянутою вище методикою, дав результати, представлені на мал. 6.9 и мал. 6.10.

На рис. 6.9 наведено закони зміни режимних показників пропульсивного комплексу при виконанні судном декількох маневрів, що чергуються: розгону ($0 < T \leq 111$) – реверсу з переднього ходу на задній ($111 \leq T \leq 148$) – реверсу із заднього ходу на передній ($T > 148$). Розрахунок закінчувався після закінчення 211 секунд (28,5 відносних одиниць часу). Масштаби в абсолютних одиницях за кожним режимним показником наведено для зручності користування в під рисунковому підписі, а самі криві побудовано в реальних одиницях часу. ⁴³

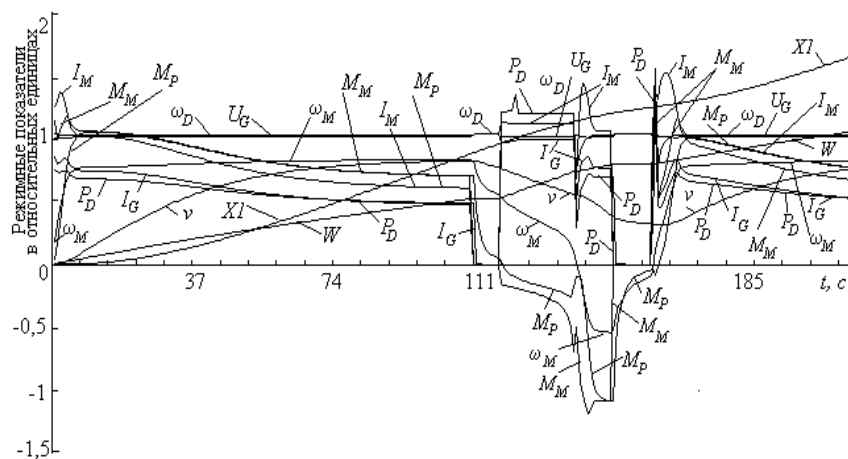


Рис. 6.9. Режимні показники силової установки пропульсивного комплексу "Проект" під час виконання маневру "розгін ($0 < t \leq 111$) – реверс із переднього ходу на задній ($111 < t \leq 150$) – реверс із заднього на передній ($150 < t \leq 222$)

Відносній одиниці по осі ординат відповідають:
 $\omega_D = 78,5 \text{ c}^{-1}$; $U_G = 400 \text{ В}$; $I_M = 1206 \text{ А}$; $M_P = 10840 \text{ Нм}$; $v = 7 \text{ м/с}$;
 $W = 30 \text{ о.е. (відносних одиниць)}$; $P_D = 1100 \text{ кВт}$; $I_G = 1800 \text{ А}$;
 $M_M = 10840 \text{ Нм}$; $\omega_M = 25,12 \text{ c}^{-1}$; $X1 = 517 \text{ м}$.

Одна поділка по осі часу відповідає 7,4 с.

На рис. 6.10 показано закони зміни режимних показників під час виконання маневру: розгін електроходу ($0 < T \leq 111$) – вихід судна на циркуляцію ($111 < T \leq 222$). Маневр закінчується при виконанні судном повного обороту.

Необхідна для аналізу результатів розрахунку інформація наведена, як і в попередньому випадку, у під рисунковому підписі.

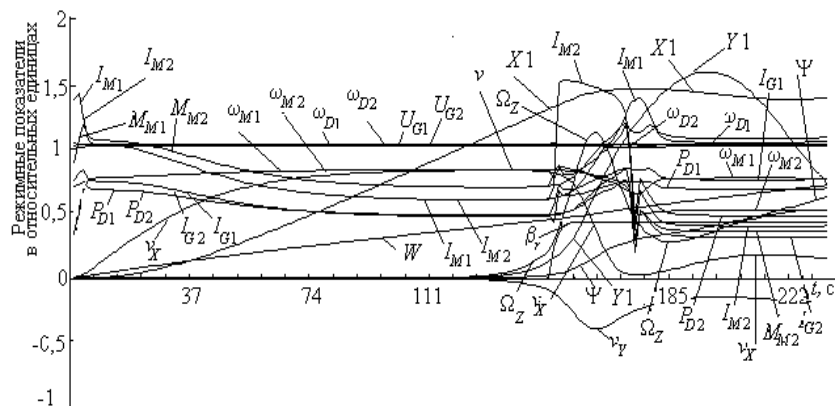


Рис. 6.10. Режимні показники силової установки пропульсивного комплексу "Проект" під час виконання маневру "розгін ($0 < t \leq 111$) – вихід електроходів на циркуляцію ($150 < t \leq 222$)

Відносній одиниці по осі ординат відповідають:
 $\omega_D = 78,5 \text{ c}^{-1}$; $U_G = 400 \text{ В}$; $I_M = 1206 \text{ А}$; $M_P = 10840 \text{ Нм}$;
 $v = 7 \text{ м/с}$; $\Omega_Z = 0,145 \text{ c}^{-1}$; $P_D = 1100 \text{ кВт}$; $I_G = 1800 \text{ А}$; $M_M = 10840 \text{ Нм}$;
 $\omega_M = 25,12 \text{ c}^{-1}$; $X1 = 517 \text{ м}$; $Y1 = 51,7 \text{ м}$; $\Psi = 10 \text{ рад}$; $\beta_{r \text{ уст.}} = 30^\circ$;
 $W = 50 \text{ о.е. (відносних одиниць)}$;

Одна поділка по осі часу відповідає 7,4 с.

44

Отримані результати ілюструють можливості використання розробленого математичного апарату при розв'язанні конкретних практичних задач.

МЕТОД АНАЛІЗУ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ПРОПУЛЬСИВНИХ КОМПЛЕКСІВ НА ПОКАЗНИКИ ЯКОСТІ РОБОТИ

Постановка задачі

У процесі дослідження і проектування суднових гребних електроенергетичних установок, під час їхнього налаштування і налагодження, при експлуатації тощо, доводиться оцінювати якість роботи того чи іншого елемента гребної установки і якості роботи всього пропульсивного комплексу загалом. Стосовно маневрування – це маневрені якості.

Під час оцінювання маневрених якостей пропульсивних комплексів насамперед розглядають інерційно-гальмівні характеристики і керованість. Характерними маневрами, що дають змогу судити про маневрові якості, є розгін, гальмування, реверс судна, циркуляція.

Аналіз результатів численних розрахунків та наявна практика проектування й експлуатації суден з електричним рухом дають підстави запропонувати для оцінки якості роботи пропульсивних комплексів такі показники:

Під час маневрування на прямолінійній траєкторії:

J_1 – час виконання маневру – T ;

J_2 – відносні витрати енергії на виконання маневру – W ;

J_3 – нерівномірність (відхилення) кутової швидкості обертання первинних двигунів –

$$\Delta \omega_D = \frac{\omega_{Dmax} - \omega_{Dmin}}{\omega_{D усн}};$$

J_4 – максимальна потужність первинних двигунів –

$$P_{Dm} = P_{Dmax} / P_{D усн};$$

J_5, J_6 – сплески (кидки) струму генераторів під час розгону – $(I_G)_{Pm}$ і під час реверсу – $(I_G)_{Tm}$
 $(I_G)_{Pm} = (I_G)_{Pmax} / (I_G)_{P усн}, \quad (I_G)_{Tm} = (I_G)_{Tmax} / (I_G)_{T усн};$

J_7, J_8 – усталені значення струму генераторів під час розгону $(I_G)_{P усн}$ і реверсу $(I_G)_{T усн};$

J_9 – перепад напруги на виході генераторів – ΔU_G

$$\Delta U_G = \frac{U_{Gmax} - U_{Gmin}}{U_{G усн}};$$

J_{10}, J_{11} – тривалості розгону $T_{ГЕД разг.}$ і реверсу $T_{ГЕД рев.}$ ГЕД і гребних гвинтів;

J_{12}, J_{13} – сплески (кидки) струму ГЕД під час розгону $(I_M)_{Pm}$ і під час реверсу $(I_M)_{Tm}$
 $(I_M)_{Pm} = (I_M)_{Pmax} / (I_M)_{P усн}, \quad (I_M)_{Tm} = (I_M)_{Tmax} / (I_M)_{T усн};$

J_{14}, J_{15} – сплески (кидки) обертального моменту ГЕД під час розгону $(M_M)_{Pm}$ і під час реверсу $(M_M)_{Tm}$

$$(M_M)_{Pm} = (M_M)_{Pmax} / (M_M)_{P усн}; \quad (M_M)_{Tm} = (M_M)_{Tmax} / (M_M)_{T усн};$$

J_{16}, J_{17} – усталені значення обертального моменту ГЕД під час розгону $(M_M)_{P усн}$ і під час реверсу $(M_M)_{T усн};$

J_{18}, J_{19} – усталені значення кутової швидкості обертання ГЕД і гребних гвинтів під час розгону $(\omega_M)_{P усн}$ і під час реверсу $(\omega_M)_{T усн};$

J_{20}, J_{21} – тривалості протікання перехідних процесів у силовій установці під час розгону $(T_{CY})_{разг.}$ і під час реверсу $(T_{CY})_{рев.};$

J_{22} – максимальна швидкість судна до кінця розгону – $v_{max};$

J_{23} – тривалість розгону пропульсивного комплексу до заданого значення швидкості $(T)_{V=V_{зад.}};$

J_{24} – пройдений судном шлях по закінченню маневру – $(XI)_{разг.}$ або $(XI)_{тор.};$

При циркуляційному русі:

J_{25}, J_{26} – відносна зміна потужності первинних двигунів зовнішнього – $(\Delta P_D)_1$ і внутрішнього – $(\Delta P_D)_2$ щодо центру циркуляції силових контурів, під час виходу електроходу на сталу циркуляцію

$$(\Delta P_D)_1 = P_{D лев.} / P_{D нач.}, \quad (\Delta P_D)_2 = P_{D прав.} / P_{D нач.};$$

J_{27}, J_{28} – відносна зміна струму статора ГЕД зовнішнього – $(\Delta I_M)_1$ і внутрішнього $(\Delta I_M)_2$ силових контурів:

$$(\Delta I_M)_1 = I_{M \text{ лев.}} / I_{M \text{ нач.}} , \quad (\Delta I_M)_2 = I_{M \text{ прав.}} / I_{M \text{ нач.}} ;$$

J_{29}, J_{30} – відносна зміна обертового моменту ГЕД зовнішнього – $(\Delta M_M)_1$ і внутрішнього – $(\Delta M_M)_2$ силових контурів:

$$(\Delta M_M)_1 = M_{M \text{ лев.}} / M_{M \text{ нач.}} , \quad (\Delta M_M)_2 = M_{M \text{ прав.}} / M_{M \text{ нач.}} ;$$

J_{31}, J_{32} – зміна кутової швидкості обертання ГЕД і гребних гвинтів зовнішнього – $(\Delta \omega_M)_1$ і внутрішнього – $(\Delta \omega_M)_2$ силових контурів:

$$\Delta \omega_M)_1 = \Delta \omega_{M \text{ лев.}} / \Delta \omega_{M \text{ нач.}} ; \quad (\Delta \omega_M)_2 = \Delta \omega_{M \text{ прав.}} / \Delta \omega_{M \text{ нач.}} ;$$

J_{33} – відносне зниження швидкості руху судна з виходом його на сталу циркуляцію $(\Delta v)_C = v_C / v_{\text{нач.}} ;$

J_{34} – кутова швидкість обертання судна Ω_Z на усталеній циркуляції – $\Omega_C ;$

J_{35} – відносний діаметр циркуляції – $D_C ;$

J_{36} – тактичний діаметр циркуляції – $D_T ;$

J_{37} – висування судна – $L_1 ;$

J_{38} – пряме зміщення – $L_2 ;$

J_{39} – кут курсу судна по закінченню заданого проміжку часу – $\psi_c ;$

J_{40} – тривалість виконання повного обороту – $T_C ;$

J_{41} – тривалість еволюційного періоду маневру – $T_{ЭВ} ;$

J_{42} – витрати енергії на виконання судном повного обороту – $W_C .$

Позначення "нач" в індексах показників, які описують циркуляційний рух, означає початкове (на момент виходу на циркуляцію) значення відповідного показника.

Сукупність перерахованих показників (а їх запропоновано понад 40) в достатньою мірою охоплює кожен елемент силової установки електроходу окремо і весь електрохід загалом, і має необхідну достатність для того, щоб повною мірою оцінити маневрені якості пропульсивних комплексів.

Далі в усій роботі (крім тих місць, де це спеціально обумовлено) *відносні значення* режимних показників позначатимуться (для полегшення сприйняття) без символу "0" у показнику ступеня.

Методи дослідження

Велика кількість чинників (параметрів пропульсивного комплексу), що впливають на значення показників якості, істотно ускладнює аналіз маневрених режимів роботи, а якщо врахувати, що і кількість самих показників перевищує 40, то розв'язання завдання стає нездійсненним. Єдиним виходом із такої ситуації є виявлення параметрів (чинників), які найсильніше впливають на величини показників якості. Інакше кажучи, необхідно виокремити з множини факторів $q_i, i=1, \dots, n$ підмножину факторів $q_j, j=1, \dots, p$ ($p < n$), відхилення яких від розрахункових значень Δq_j визначає основну частину приросту показника $J(\Delta q_j) \approx J(\Delta q_i)$. Розкид решти $s=n-p$ чинників не чинить істотно впливу на досліджувані показники і зміни їхніх значень можна не враховувати.

Розв'язання подібних завдань доцільно здійснювати методами відсіювальних експериментів, що базуються на припущенні, що тільки мала кількість чинників істотно позначається на величині показника якості. Причому ефекти цих факторів, розташовані в порядку убуття, являють собою залежність експоненціального типу. Це дає змогу більшості чинників віднести до шумового поля, на тлі якого виокремлюється порівняно невелика кількість чинників, які **істотно впливають** на показники якості.

Слід врахувати, що не всі безрозмірні параметри комплексу "працюють" на тому чи іншому маневрі. Крім того, низку параметрів можна апріорно, або керуючись здоровим глуздом, виключити з числа досліджуваних, вважаючи їхні значення неваріюваними. У результаті цього, кількість досліджуваних параметрів дещо скорочується. Усі досліджувані фактори, з відповідними їм порядковими номерами, наведено в табл. 7.1.

При кількості факторів, яка обчислюється кількома десятками (що відповідає досліджуваній системі), зручно скористатися методом випадкового балансу.

В основі методу лежить матриця випадкового балансу (матриця планування експериментів – розрахунків), яка складається на основі матриці повного факторного експерименту (ПФЕ). Для її отримання фактори q_i розділені на групи, що містять не більше чотирьох факторів. Фактори можуть перебувати на двох рівнях: одиниці з плюсом відповідає верхній рівень (максимальне значення), одиниці з мінусом – нижній рівень (мінімальне значення). Матриця планування складається з підматриць, складених на основі ПФЕ типу 2^4 .

Таблиця 7.1 Відповідність параметрів комплексів факторам q_i відсіювального експерименту

Фактор	Пара-метр	Фактор	Пара-метр
q_1	ω_{DR}^0	q_{25}	χ_{II}
q_2	β_D	q_{26}	C_{RY}
q_3	C_{DR}	q_{27}	C_{12}
q_4	N_D	q_{28}	C_{13}
q_5	N_{GV}	q_{29}	K_{UGU1}
q_6	N_M	q_{30}	C_{21}
q_7	C_{G5}	q_{31}	C_{22}
q_8	C_{G8}	q_{32}	C_{23}
q_9	C_{G11}	q_{33}	C_{61}
q_{10}	C_{M17}	q_{34}	C_{62}
q_{11}	C_{M18}	q_{35}	C_{63}
q_{12}	C_{M20}	q_{36}	C_{64}
q_{13}	C_{M21}	q_{37}	C_{65}
q_{14}	C_{M22}	q_{38}	$C_{\lambda 2}$
q_{15}	C_{M23}	q_{39}	$C_{\lambda 21}$
q_{16}	C_{M35}	q_{40}	N_X
q_{17}	C_{M36}	q_{41}	N_{Ω}
q_{18}	C_{M37}	q_{42}	a_M
q_{19}	C_{M38}	q_{43}	a_P
q_{20}	$k1$	q_{44}	a_{γ}
q_{21}	$k2$	q_{45}	K_{UGH1}
q_{22}	$k3$	q_{46}	N_{RD}
q_{23}	KR		
q_{24}	C_{M16}		

Підматриці ПФЕ для різних груп чинників складаються з тих самих рядків, що й базова, проте порядок чергування рядків у кожній підматриці різний і визначається за допомогою матриці випадкових чисел. Підматриці планування, об'єднані послідовно в одну матрицю, утворюють матрицю випадкового балансу, що є вихідною для проведення експериментів (розрахунків), тобто являє собою план проведення експериментів.

У результаті розрахунків досліджуваних маневрів у точках, що задаються матрицею випадкового балансу, отримують вектор-стовпець показника якості J .

Аналіз впливу параметрів пропульсивних комплексів (чинників q_i) на кожен показник якості J_k , з метою виявлення значущих (для кожного показника), проводиться за наведеною нижче методикою.

На першому етапі аналізу будується діаграма розсіювання. Її побудова зводиться до знесення значень J_r , де r – порядковий номер рядка розрахунку в матриці, в один із двох стовпчиків залежно від того, на якому рівні перебуває фактор. Внесок фактору E визначається величиною центрів зсуву змінних за кожним стовпчиком. Для кількісного оцінювання суттєвих чинників обирають m стовпців суттєвих чинників, виділених за діаграмою розсіювання, будують матрицю ПФЕ типу 2^l і допоміжну матрицю J^{VS} з результатами розрахунків матриці ПФЕ. На основі допоміжної матриці будується аналітична модель показника якості J виду

$$J = \sum_{i=0}^k b_i q_i. \quad (7.1)$$

У формулі (7.1) значенням b_i , $i=0,1,\dots, l$ відповідає лінійна модель показника. При $i = \overline{l+1, k}$ коефіцієнти b_i відображають ефекти взаємодії факторів. Коефіцієнти b_i визначаються як

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^m q_{ir} \overline{J_j}, \quad (7.2)$$

де $m=2^l$;

$$\overline{J_j} = \frac{1}{\eta_j} \sum_{r=1}^{\eta_j} J_{jr}, \quad j = \overline{1, m}; \quad (7.3)$$

η_j – кількість паралельних розрахунків.

На другому етапі аналізу виключають ефекти від знайдених на першому етапі значущих чинників. Для цього з кожного значення J_r віднімаються **величини**

$$J_{br} = \sum_{i=1}^{l_1} b_i (q_{ri} + 1), \quad (7.4)$$

де l_1 – число виділених істотних чинників ($l_1 \leq l$) на першому етапі;

q_{ri} – значення фактору в i -му стовпчику і r -му рядку матриці випадкового балансу.

Повторення описаних вище дій дає змогу проранжувати всю групу суттєвих факторів.

Для виділення ефектів взаємодій, у зв'язку з величезним числом їхніх сполучень, використовується метод виділення взаємодій з діаграм розсіювання лінійних ефектів. В основі його лежить припущення про те, що за великого внеску взаємодії точки, що виділяються, будуть на обох рівнях. Під точками i -го фактору, що виділяються, на верхньому (нижньому) рівні розуміють точки, для яких значення показника J більші, ніж найбільше значення J на нижньому (верхньому) рівні цього фактору. Істотні взаємодії – це ті, у яких у верхній (нижній) частині діаграми розсіювання точки, що виділяються, повторюють одна одну, а в нижній (верхній) утворюють дзеркальне відображення.

Кількісна оцінка суттєвих взаємодій проводиться, аналогічно оцінці суттєвих чинників, побудовою допоміжної матриці J^{VS} , у якій роль чинників виконують ефекти їхніх взаємодій.

Статистичний аналіз одержуваних на кожному етапі результатів проводять у такій послідовності:

– визначаються вибіркові дисперсії за рядками матриці J^{VS}

$$s_j^2 = \frac{1}{\eta_j - 1} \sum_{r=1}^{\eta_j} (J_{jr} - \overline{J_j})^2, \quad j = \overline{1, m}; \quad (7.5)$$

– знаходяться дисперсії відтворюваності одиничного значення

$$s^2\{J\} = \frac{\sum_{j=1}^m s_j^2 (\eta_j - 1)}{\sum_{j=1}^m (\eta_j - 1)}, \quad (7.6)$$

дисперсія відтворюваності середнього значення

$$s^2\{\overline{J}\} = \frac{s^2\{J\}}{m} \sum_{j=1}^m \frac{1}{\eta_j}, \quad (7.7)$$

дисперсія коефіцієнтів регресії

$$s^2\{b_i\} = \frac{s^2\{\overline{J}\}}{m}, \quad i = \overline{1, l} \quad (7.8)$$

– проводиться перевірка значущості коефіцієнтів за критерієм Стюдента за чисел свободи

$$f = \sum_{j=1}^m \eta_j - m, \quad (7.9)$$

і рівні значущості α ;

– визначається умова значущості

$$|b_i| > ts\{b_i\}, \quad i = \overline{1, l}. \quad (7.10)$$

У п. 7.3 наведено аналіз (у скороченому варіанті) впливу параметрів пропульсивних комплексів на один із показників якості – тривалість виконання маневру – J_1 , виконаний за наведеною вище методикою.

Вплив параметрів пропульсивних комплексів із частотно-керованими асинхронними ГЕД на показники якості маневрування

Для аналізу впливу параметрів пропульсивних комплексів на всі перераховані в п. 7.1 показники достатньо розглянути такі два характерні маневри:

- розгін пропульсивного комплексу до усталеного значення швидкості руху судна ($v=v_{уст.}$)
- реверс силової установки до виходу судна на усталений режим роботи;
- розгін пропульсивного комплексу – вихід судна на циркуляцію.

Як приклад, розглянемо вплив параметрів (критеріїв динамічної подібності) на такий найважливіший показник, як витрати часу J_1 на виконання першого, із запропонованих до розгляду, маневру.

Матриця – стовпець значень J_1 отримується в результаті розрахунків перехідних режимів роботи пропульсивних комплексів за планами, представленими в матриці випадкового балансу. Отримані результати наведено в матриці спостережень у табл. 6.2.

Таблиця 6.2 Матриця результатів розрахунків за показником J_1

Рядок матриці i	J_1	$J_1^{1/}$	J_1^{40}	J_1^6	J_1^{15}	J_1^{26}	J_1^{27}
1	16,9	19,354	25,54	25,54	23,9	23,9	23,9
2	17,6	17,6	23,786	25,992	24,35	22,63	21,47
3	22,6	22,6	22,6	24,8	24,8	23,17	23,17
4	19,4	21,854	28,04	28,04	26,4	26,4	26,4
5	29,0	29,0	29,0	29,0	27,36	27,36	26,2
6	19,8	22,254	28,44	30,646	29,0	27,37	26,2
7	23,6	23,6	23,6	25,806	25,80	25,81	25,81
8	27,6	27,6	27,6	27,6	27,6	25,97	24,81
9	16,8	19,254	25,44	27,646	27,64	26,02	24,86
10	19,6	22,054	28,24	28,24	26,6	24,97	24,97
11	32,9	32,9	32,9	32,9	31,25	29,63	28,47
12	19,0	19,0	25,186	27,392	25,75	25,75	24,59
13	21,4	21,4	27,586	29,792	29,72	28,16	27,0
14	21,9	24,354	24,354	24,354	24,35	24,35	23,20
15	22,8	25,254	25,254	27,460	27,46	25,83	25,83
16	24,7	27,154	27,154	27,5	27,5	25,87	24,7
s_i^2	20,55	16,960	6,672	4,877	4,198	3,263	2,843
$(s_i^2 - s_f^2)/s^2$	-	0,175	0,675	0,763	0,796	0,841	
Відносний внесок	-	17,5 %	50,0 %	8,8%	3,3 %	7,2 %	2%
Коеф-т. b_i	-	-1,227	-3,093	-1,103	0,821	0,815	0,582

На першому етапі аналізу, з діаграми розсіювання (тут не наведено) знаходяться внески кожного фактору E_{li} , що визначаються величиною центрів зміщення змінних. (Слід мати на увазі, що частина параметрів комплексів, що характеризують криволінійний рух судна, на маневрі, що розглядається, "не працює"). Ці внески наведено в табл. 6.3.

Таблиця 6.3 Внески факторів у показник якості J_1

Фак- тори	E_1	E_2	E_3	R_V	R_N
q_2	-2,325	-2.30	-1.707	-2.260	0.45
q_3	-4.0	-0.319	0.827	-1.470	0.45
q_4	-0.375	0.313	0.354	-1.470	-0.45
q_5	5.075	0.780	1.148	2.260	0.45
q_6	-3.575	-2.617	-0.046	-1.470	0.45
q_7	0.275	-1.910	-1.047	-1.470	0.45
q_8	0.850	0.162	-0.205	-2.260	0.45
q_9	1.475	-0.710	-0.256	-1.470	-0.45
q_{10}	-4.450	-0.768	-0.671	-2.260	-0.45
q_{11}	0.625	0.036	0.629	2.260	0.45
q_{12}	-1.850	-0.278	-0.319	2.260	-0.90
q_{13}	-2.0	-0.478	0.031	-1.470	0.45
q_{14}	0.550	0.575	1.168	3.610	0.45
q_{15}	-0.875	2.193	-0.043	1.470	-0.45
q_{16}	-1.025	-0.386	-0.430	-2.260	-0.45
q_{17}	-4.0	0.026	-0.482	-2.260	-0.45
q_{18}	-3.750	-0.632	-0.533	-1.470	-0.45
q_{19}	-1.80	-1.775	-1.267	-2.260	0.45
q_{20}	-1.350	0.172	-0.281	-2.260	0.90
q_{21}	3.125	0.990	1.442	2.260	-0.45
q_{24}	3.025	2.386	-0.370	2.260	-0.45
q_{38}	-0.750	-1.288	-0.138	2.260	-0.45
q_{40}	-6.80	-0.025	-0.338	-1.470	-0.45
q_{45}	-4.225	-2.703	-2.108	-3.610	-0.45

На підставі результатів аналізу стовпця E_1 , виділено параметри q_{17} і q_{40} , що мають найбільші внески

Для кількісної оцінки виокремлених суттєвих чинників будується матриця повного факторного експерименту на два входи – табл. 7.4.

Статистичне опрацювання результатів розрахунків дає такі результати:

- порядкові дисперсії s_j^2 – див. у табл. 6.4;
- дисперсія відтворюваності одиничного рішення

$$s^2\{J_j\} = 7,554;$$

- дисперсія відтворюваності середнього значення

$$s^2\{J_{CP}\} = 2,014;$$

- дисперсія відтворюваності коефіцієнтів регресії

$$s^2\{b_i\} = 0,504.$$

Коефіцієнти регресії b_{17} і b_{40} істотних чинників q_{17} і q_{40} , які розраховуються за формулою (6.2), дорівнюють

$$b_{17} = -1,227; \quad b_{40} = -3,093.$$

Таблиця 7.4 Матриця повного факторного експерименту на два входи

q_{17}	q_{40}	Поєднання номерів	J_j	$J_{j\ CP}$	s_j^2
-1	-1	3, 5, 7, 8, 11	22,6; 29,0; 23,6; 27,6; 32,9	27,180	17,552
+1	-1	14, 15, 16	21,9; 22,8; 24,7	23,133	2,043
-1	+1	2, 12, 13	17,6; 19,0; 21,4	19,400	3,360
+1	+1	1, 4, 6, 9, 10	16,9; 19,4; 19,8; 16,8; 19,6	18,540	2,408

При перевірці значущості коефіцієнтів регресії було прийнято величину довірчої ймовірності, що дорівнює 0.9. Число ступенів свободи $f=16-4=12$. Величина t з таблиці розподілу Стюдента $t=1,356$. Добуток $t \cdot s\{b_i\}=0,962$. Оскільки, $|b_{17}| > t \cdot s\{b_i\}$ і $|b_{40}| > t \cdot s\{b_i\}$, то обидва коефіцієнти - **значущі**.

На другому етапі зі стовпця J_1 виключаються, відповідно до співвідношення (7.4), ефекти від значущих чинників (у цьому разі – значущими є обидва чинники – q_{17} і q_{40}). Виходять стовпці J_1^{17} і J_1^{40} (див. табл. 7.2). Внески кожного фактору, після виключення ефектів від q_{17} і q_{40} , на другому етапі – E_{2i} – наведено в табл. 7.3.

Виокремленими факторами на даному етапі є – q_6 та q_{15} . Коефіцієнти регресії за цими факторами визначаються аналогічно тому, як це було зроблено на першому етапі: $b_6 = -1,103$; $b_{15} = 0,821$. Перевірка рівня значущості ($t \cdot s\{b_i\}=0,787$) дає підстави віднести і ці коефіцієнти до значущих.

На третьому етапі було виокремлено фактори q_2 і q_{45} . Однак, після перевірки рівня значущості ($b_2 = -0,354$; $b_{45} = -0,621$; $t \cdot s\{b_i\} = 0,796$), ці фактори відійшли до шумового поля, оскільки умова (7.10) не виконувалася.

Для виявлення ефектів взаємодій будується діаграма взаємодій або її "табличний" варіант для кожного фактору, за якою:

- визначаються максимальні ($J_{V \max}$) і мінімальні ($J_{V \min}$) значення чинників на верхньому рівні та максимальні ($J_{N \max}$) і мінімальні ($J_{N \min}$) значення чинників на нижньому рівні;
- розраховуються різниці

$$R_V = J_{V \max} - J_{N \max}; R_N = J_{V \min} - J_{N \min}.$$

Результати розрахунків наведено в табл. 7.3.

Аналіз результатів розрахунків показує, що великі внески можуть дати поєднання:

$$Z_1 = q_5 q_{38}; \quad Z_2 = q_{19} q_{21}; \quad Z_3 = q_3 q_5; \quad Z_4 = q_5 q_{19};$$

$$Z_5 = q_{15} q_{40}; \quad Z_6 = q_{13} q_{40}; \quad Z_7 = q_6 q_{40}; \quad Z_8 = q_7 q_{40};$$

$$Z_9 = q_9 q_{40}; \quad Z_{10} = q_2 q_{10}; \quad Z_{11} = q_2 q_{16}; \quad Z_{12} = q_2 q_{17}.$$

Діаграма розсіювання для суттєвих взаємодій будується за даними табл. 6.5. За позитивні приймаються значення Z_i у тих рядках, де взаємодії чинників мають однакові знаки, а за негативні - де знаки різні.

Внески ефектів взаємодій E_Z наведено також у табл. 7.5. Аналіз наведених тут даних дає змогу виокремити дві суттєві взаємодії: Z_6 і Z_7 . Розрахунки (за наведеною вище методикою) і статистичний аналіз дають такі результати:

$$b_{z6} = 0,815; \quad b_{z7} = 0,582; \quad t \cdot s\{b_i\} = 0,563,$$

тобто обидва коефіцієнти а, отже, і обидва ефекти взаємодій - значущі.

Таблиця 7.5. Матриця ефектів взаємодій

Ефекти, експерименти	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8	Z_9	Z_{10}	Z_{11}	Z_{12}
1	-	+	+	+	+	-	-	-	+	-	-	+
2	+	-	-	-	+	+	+	+	+	+	-	+
3	-	+	+	-	+	+	-	-	+	-	-	+
4	+	+	+	-	+	-	-	+	-	+	-	+
5	-	-	-	+	-	-	+	+	-	+	-	-
6	+	-	-	-	+	+	+	-	-	+	+	+
7	+	-	-	+	+	-	-	-	-	-	-	+
8	-	-	-	-	+	+	+	-	-	-	-	+
9	-	-	-	-	-	+	+	-	-	-	-	-
10	+	+	-	+	+	+	-	-	-	+	+	+
11	+	-	-	-	-	+	+	+	+	+	+	+
12	+	-	+	-	+	-	+	-	-	+	+	-
13	+	-	+	-	-	+	+	+	+	+	+	+
14	+	-	-	+	+	-	+	-	+	-	+	+
15	-	-	+	-	+	+	-	+	-	-	-	+
16	+	-	-	+	+	+	+	-	-	-	-	-
Вклади, E_Z	0,62	-1,90	-0,80	-1,24	-2,89	2,42	2,05	1,47	-0,46	1,43	1,76	-0,29

Ефекти взаємодій, виокремлені на черговому етапі, виявилися (як засвідчив статистичний аналіз) не значимими, що дало підстави віднести їх до шумового поля і на цьому **завершити процедуру** виявлення значущих чинників і значущих взаємодій **за критерієм J_1** .

Внески суттєвих чинників і суттєвих ефектів взаємодій у показник J_1 визначають таким чином:

– вибіркова дисперсія J показника якості матриці випадкового балансу (стовпця J_1 табл. 7.1) розраховується за формулою

$$s^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{r=1}^N (J_r - \bar{J})^2, \quad (7.11)$$

де $\bar{J}$ – середнє значення показника;

– дисперсія показника в міру виключення значущих чинників

$$s_i^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{r=1}^N (J_r^i - \bar{J}^i)^2; \quad (7.12)$$

– відносний внесок кожного фактору й ефекту взаємодій знаходиться виходячи зі співвідношення

$$\frac{s^2 - s_i^2}{s^2} \cdot 100\%. \quad (7.13)$$

Результати розрахунків за формулами (7.11)–(7.13) – відносні внески значущих чинників і ефектів взаємодій, а також коефіцієнти b_i моделей вигляду (7.1) – наведено в табл. 7.2.

Внески значущих чинників і ефектів взаємодій у показник J_1 (T) можна наочно подати у вигляді аналітичної залежності виду (6.1), або у вигляді гістограми – рис. 7.1.

По осі абсцис на рис. 7.1 проставлено (у порядку зменшення внесків) значущі чинники й ефекти взаємодії, а за віссю ординат – внески цих чинників (ефектів) у показник J_1 (у відсотках).

$$T = 22,2 - 3,093N_X - 1,227C_{M16} - 1,103N_M + 0,815N_X C_{M21} + 0,82C_{M23} + 0,582N_N N_X.$$

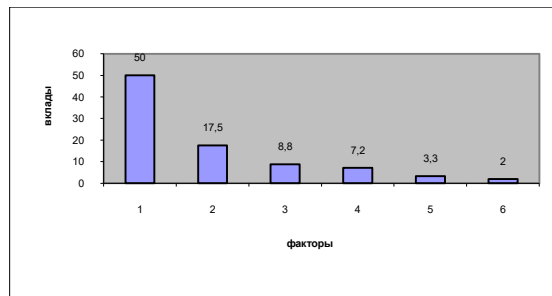


Рис.7.1. Внески параметрів і ефектів взаємодій у показник T

Фактори на рис. 7.1. відповідають: 1 – N_X ; 2 – C_{M36} ; 3 – N_M ; 4 – $C_{M23} N_X$; 5 – C_{M23} ; 6 – $N_M N_X$.

Подібним чином було проаналізовано вплив безрозмірних параметрів пропульсивних комплексів на всі сорок два запропонованих вище показника якості $J_2 - J_{42}$. Частка кінцевих результати розрахунків за окремими показниками наведено (у вигляді гістограм) нижче.

На рис. 7.2 – 7.7 проілюстровано вплив **значущих** параметрів (факторів) комплексів і **значущих** ефектів взаємодій на деякі маневрові показники якості прямолінійного руху:

- відносну нерівномірність кутової швидкості обертання первинних **двигунів** $\Delta\omega_b$ – рис. 7.2;
- тривалість перехідних процесів у силовій установці (T)_{супер} під час реверсу – рис. 7.3;
- максимальну потужність первинних двигунів P_{Dm} – рис.7.4;
- відносні витрати енергії W на виконання маневру – рис. 7.5;

- максимальний кидок струму ГЕД на реверсах (I_{MTm}) – рис. 7.6;
- вибіг електроходу до кінця розгону ($XI_{раз.}$) – рис. 7.7.

Зазначені на рис. 7.2. чинники та взаємодії відповідають: 1 – N_D ; 2 – c_{DR} ; 3 – C_{G7} ; 4 – C_{G8} ; 5 – C_{M16} ; 6 – $N_D \cdot c_{DR}$; 7 – $c_{DR} \cdot C_{M16}$; 8 – C_{G10} .

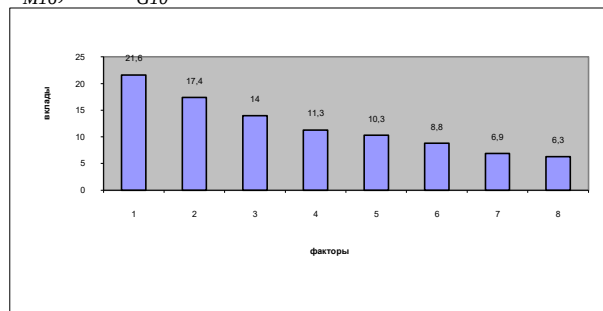


Рис. 7.2. Внески параметрів і ефектів взаємодій у показник $\Delta\omega_D$

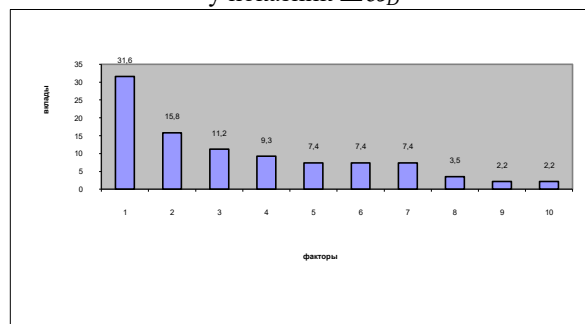


Рис. 7.3. Внески параметрів і ефектів взаємодій у показник $(T_{CV})_{rev.}$

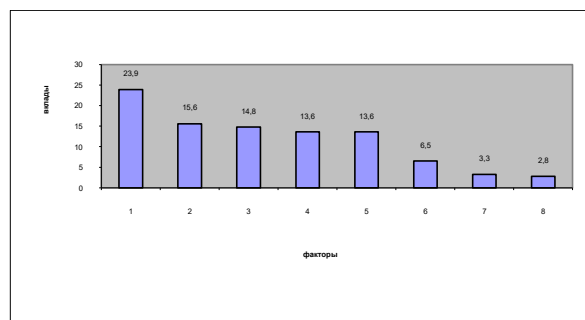


Рис. 7.4. Внески параметрів і ефектів взаємодій у показник (P_{Dm})

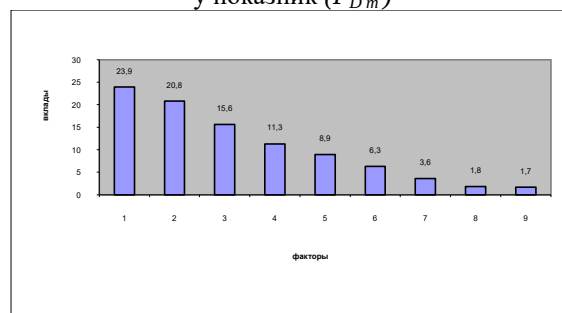


Рис. 7.5. Внески параметрів і ефектів взаємодій у показник W

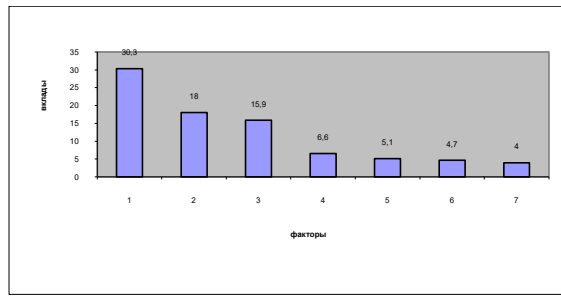


Рис. 6.6. Внески параметрів і ефектів взаємодій у показник $(I_M)_{Tm}$

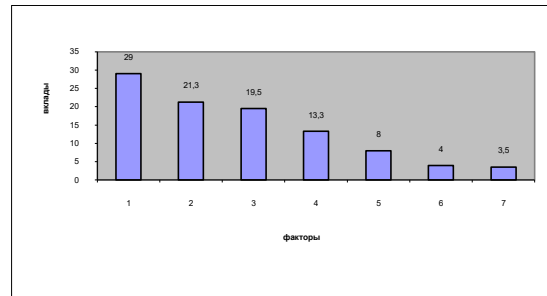


Рис. 6.7. Внески параметрів і ефектів взаємодій у показник $XI_{разг}$.

На рис. 7.3 фактори й ефекти належать до: 1 – k_2 ; 2 – C_{M16} ; 3 – N_X ; 4 – N_D ; 5 – C_{G7} ; 6 – C_{M17} ; 7 – C_{M20} ; 8 – $k_2 \cdot C_{M16}$; 9 – $k_2 \cdot N_X$; 10 – $C_{M16} \cdot N_X$.

Фактори на гістограмі рис. 7.4 відповідають: 1 – C_{M16} ; 2 – C_{G7} ; 3 – C_{M23} ; 4 – C_{M17} ; 5 – C_{M20} ; 6 – $C_{M16} \cdot C_{G7}$; 7 – $C_{M17} \cdot C_{M23}$; 8 – $C_{G7} \cdot C_{M23}$.

Представлений на рис. 7.5 вплив факторів на показник W враховує: 1 – N_X ; 2 – C_{M23} ; 3 – C_{M17} ; 4 – C_{M20} ; 5 – C_{M16} ; 6 – C_{M18} ; 7 – $N_X \cdot C_{M16}$; 8 – $N_X \cdot C_{M17}$; 9 – C_{M21} .

Фактори на рис. 7.6. відповідають: 1 – k_2 ; 2 – N_M ; 3 – C_{G8} ; 4 – C_{M42} ; 5 – $N_M \cdot C_{G8}$; 6 – C_{M16} ; 7 – C_{M41} .

На рис. 7.7 позначення по осі абсцис відповідають: 1 – N_X ; 2 – C_{M16} ; 3 – C_{M20} ; 4 – C_{M23} ; 5 – $C_{M16} \cdot C_{M23}$; 6 – $C_{M20} \cdot C_{M23}$; 7 – N_M .

Найважливішими показниками якості виконання маневрів під час криволінійного руху можна вважати:

- відносна зміна потужності первинних двигунів (ΔP_D);
- відносна зміна кутової швидкості обертання ГЕД і гребних гвинтів – $\Delta \omega_M$;
- відносні витрати енергії на повний оборот судна – W_{II} ;
- відносне зниження швидкості руху судна з виходом на циркуляцію – $(\Delta v)_{II}$;
- відносний діаметр циркуляції – D_{II} ;
- висування судна – L_1 .

Гістограми з внесками **значущих** параметрів і **значущих** ефектів взаємодій параметрів у перелічені показники якості наведено, відповідно, на мал. 7.8 – 7.13.

На рис. 7.8 фактори відповідають: 1 – C_{M16} ; 2 – N_X ; 3 – C_{M21} ; 4 – $C_{M16} \cdot N_X$; 5 – C_{RY} ; 6 – $C_{M16} \cdot C_{M21}$; 7 – $C_{\lambda 21}$; 8 – C_{65} ; 9 – C_{61} ; 10 – C_{22} .

Гістограма на рис. 7.9 показує вплив на $\Delta \omega_M$: 1 – N_X ; 2 – C_{M16} ; 3 – $N_X \cdot C_{M16}$; 4 – $C_{\lambda 21}$; 5 – C_{RY} ; 6 – C_{61} .

На рис. 7.10 по горизонтальній осі відкладено: 1 – N_X ; 2 – C_{M16} ; 3 – C_{61} ; 4 – $C_{\lambda 21}$; 5 – C_{65} ; 6 – C_{RY} ; 7 – $N_X \cdot C_{M16}$; 8 – C_{M23} ; 9 – C_{M17} .

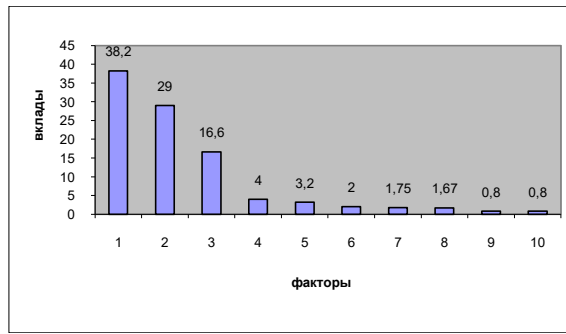


Рис. 7.8. Внески параметрів і ефектів взаємодій у показник (ΔP_D)

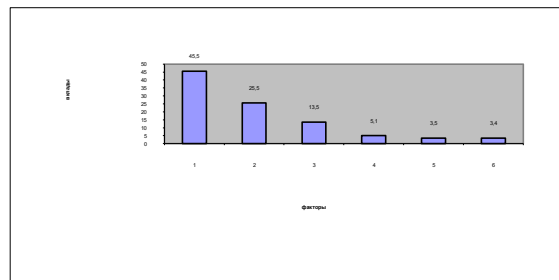


Рис. 7.9. Внески параметрів і ефектів взаємодій у показник ($\Delta \omega_M$)

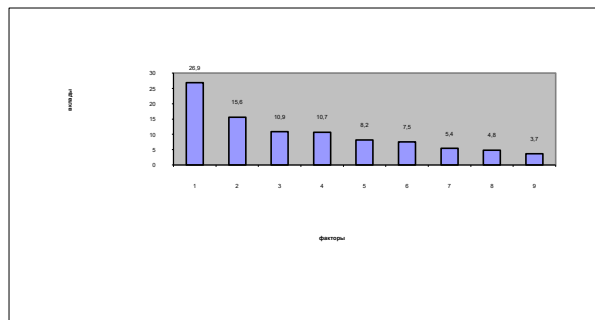


Рис. 7.10. Внески параметрів і ефектів взаємодій у показник $W_{Ц}$

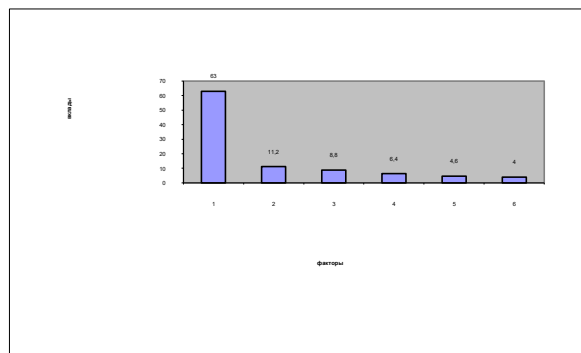


Рис. 7.11. Внески параметрів і ефектів взаємодій у показник $(\Delta v)_{Ц}$

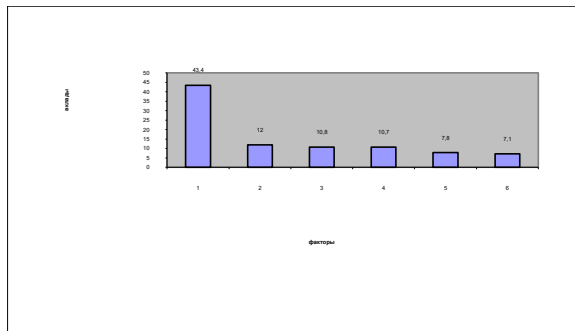


Рис. 7.12. Внески параметрів і ефектів взаємодій у показник $D_{Ц}$

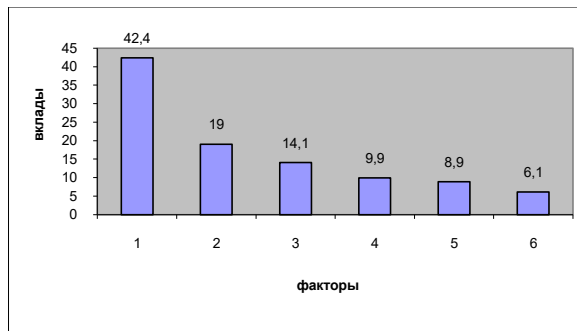


Рис. 7.13. Внески параметрів і ефектів взаємодій у показник L_1

На рис. 7.11 показано вплив на $(\Delta v)_{Ц}$ таких параметрів та ефектів: 1 – N_X ; 2 – $N_X \cdot C_{\lambda 21}$; 3 – $C_{65} \cdot C_{\lambda 21}$; 4 – $C_{\lambda 21}$; 5 – C_{61} ; 6 – C_{65} .

Параметри й ефекти взаємодій параметрів, що впливають, як показано на рис. 7.12, на показник якості $D_{Ц}$ позначено: 1 – N_X ; 2 – $N_X C_{\lambda 21}$; 3 – C_{61} ; 4 – $C_{\lambda 21}$; 5 – C_{65} ; 6 – C_{RY}

Гістограма на рис. 7.13 із внесками значущих параметрів та ефектів у показник L_1 має такі позначення: 1 – N_X ; 2 – C_{61} ; 3 – $C_{61} \cdot C_{\lambda 21}$; 4 – $C_{\lambda 21}$; 5 – C_{M16} ; 6 – $N_X \cdot C_{61}$.

Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити такі висновки. Для більшості показників якості найбільш значущими параметрами є енергоозброєність електроходу N_X і параметри асинхронного частотно-керованого ГЕД – C_{M16} , C_{M23} , C_{M20} , C_{M17} . З параметрів, що характеризують головні генератори, істотні внески дають C_{G7} і C_{G8} . Досить вагомими є ефекти взаємодій параметрів, причому, як правило, це – ефекти взаємодій найбільш значущих (за відповідним показником) параметрів.

Вплив змін значень інших параметрів пропульсивних комплексів і ефектів взаємодій параметрів, як показує статистичне опрацювання результатів розрахунків, істотно менший. Іншими словами, у подальших розрахунках чисельні значення цих параметрів можна приймати неварійованими.

ЛІТЕРАТУРА

1. Application-oriented propulsion systems / Інтернетиздание фірми Schottel, <http://www.schottel.de>, 2008, 12 с.
2. Azipod® C, Propulsion and thruster units for 1300 – 4500 кВт/ Інтернетиздание фірми ABB Oy, <http://www.abb.com/marine>, 26.05.2010, 18 с.
3. Azipod® Propulsion / Інтернетиздание фірми ABB Oy, <http://www.abb.com/marine>, 26.11.2009, 18 с.
4. Azipod® XO, The new generation Azipod® takes podded propulsion to a new level / Інтернетиздание фірми ABB Oy, <http://www.abb.com/marine>, 2010, 11 с.
5. CRP Azipod® Propulsion Concept / Інтернетиздание фірми ABB Oy, <http://www.abb.com/marine>, 2002, 16 с.
6. Project Guide for Azipod® Propulsion System. Версія 4.1.0. / Інтернетиздание фірми ABB Oy, <http://www.abb.com/marine>, 2004, 77 с.
7. Project Guide for Compact Azipod® Propulsion System / Інтернетиздание фірми ABB Oy, <http://www.abb.com/marine>, 26.03.2004, 43 с.
8. Черніков П.С., Яровенко В.О., Зарицька О.І. Вплив законів управління частотно регульованими гребними електродвигунами на маневрені характеристики електроходів Вісник НТУ «ХП». Збірник наукових праць. Серія: «Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії». – Х. : НТУ «ХП», 2020– № 3 (1357). – С.45–51
9. Yarovenko V.A. Dynamics of propelling teleelectric power plants of electric ships' propulsive complexes Development of Scientific Schols of Odessa National Maritime University: collective monograph. Riga : Izdevnieciba "Baltija Publishing". 2020. 500 p. <https://doi.org/10.30525/978-9934-588-86-0.08>
10. Yarovenko V.O., Chernicov H.S., Schumylo J.M., Zarinska O.I. Mathematical model of transient modes of electric ships' propulsion complexes with thrusters. *Transport Development* – Odesa, ONMU , 2022 – №3(14). P.110-129. DOI <https://doi.org/10.33082/td.2022.3-14.0>
11. Schumylo J.M., Yarovenko V.O., Zarinska O.I. Dynamic similarity of electric ships' propulsive complexes. *Transport Development* – Odesa, ONMU , 2022 – №4(15). P.43-57. DOI <https://doi.org/10.33082/td.2022.4-15.05>
12. Шумило, О., Яровенко, В., Зарицька, О., & Криворучко, Д. (2023). Вплив конструктивних параметрів електроходів на діаграму керованості. *Вісник Одеського національного морського університету*, (68), 53-65.
13. Oleksandr Shumylo, Volodymyr Yarovenko, Mykola Malaksianj, Oleksiy Melnyk (2003). Comprehensive Assessment of Hull Geometry Influence of a Modernized Ship on Maneuvering Performance and Propulsion System Parameters, *Scientific Journal of Maritime Research (Pomorstvo)*, Vol 37 (2023) 314-325.

