

УДК 656.078.12

В.Н. Гончаренко, А.Ф. Мошнянський

**СТВОРЕННЯ АЛГОРИТМУ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ
ОПТИМАЛЬНИМ РЕЖИМОМ ПУСКУ СУДНОВОЇ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ**

В статье рассматривается решение задачи нестационарной теплопроводности с граничным условием, в котором задано переменное значение максимально допустимых относительных термических напряжений в элементе конструкции. Получена математическая модель и предлагается ее применение в алгоритме автоматического управления оптимально кратким во времени и безопасным режимом пуска судовой паровой турбины. Данная модель и алгоритм являются элементом общей математической модели судового пропульсивного комплекса.

Ключевые слова: математическая модель, автоматика, алгоритм, теплопроводность, напряжения, управление, пуск, судовая паротурбина.

У статті розглядається розв'язок задачі нестационарної теплопровідності з граничною умовою, в якій задано змінне значення максимально допустимих відносних термічних напружень в елементі конструкції. Одержано математичну модель і пропонується застосування її в алгоритмі автоматичного керування оптимально коротким в часі і безпечним режимом пуску суднової парової турбіни. Дана модель і алгоритм є елементом загальної математичної моделі судового пропульсивного комплексу.

Ключові слова. Математична модель, автоматика, алгоритм, теплопровідність, напруження, керування, пуск, суднова паротурбіна.

The article focuses on solution of the problem related to transient heat conduction with a boundary condition wherein a modified value of the maximum allowed relative thermal strains in the constructional element is set. Obtained is a mathematical model, which is suggested to be further, applied in the automatic operation scheme for optimally shortest and safe run mode of the marine steam turbine. This model and a scheme are elements of the common mathematical model of the ship's propelling unit.

Keywords: mathematical model, automation, scheme, thermal conductivity, strain, run mode, marine steam turbine.

Автоматизація керування, нові інформаційні технології з використанням сучасних технічних та програмних засобів, комп'ютерні системи керування знаходяться в центрі уваги на водному транспорті, зокрема [1]. Автоматизація енергоустанов (ЕУ) дозволяє забезпечити надійність, безпеку і економічність їх роботи, вивільнення персоналу, покращення умов

праці, підвищення культури експлуатації, збереження і продовження строку служби обладнання, діагностування та інформативність його технічного стану.

Надійність роботи паротурбінної устами (ПТУ) зокрема визначається надійністю перехідних режимів (ПР) роботи. Звичайно, надійність і тривалість ПР ПТУ в цілому визначається характером роботи всіх їх складових частин. Однак, турбіни з металоемними фланцями горизонтального роз'єму корпусу турбіни високого тиску (ТВТ), складною конфігурацією корпусу і ротора в основному визначають безпеку і продовжність у часі ПР ПТУ. Тож, необхідним є визначення оптимальних ПР (ОПР) ПТУ, що поєднують і задовольняють вимоги маневровості та безпеки збереження конструкції.

Під час пуску турбіни в роботу, при її прогріві у фланця горизонтального роз'єму корпусу внаслідок нестационарності температурного поля виникають додаткові термічні напруження, які сумарно можуть скласти недопустимі значення. Ці напруження являються фактором, що обмежують темп пуску.

Таким чином, оптимальним ПР (ОПР) (пуску) ПТ (ЕУ) являється найкоротша в часі зміна температури турбіни при максимально допустимих напруженнях. Актуальним є визначення ОПР, що поєднують вимоги маневровості судна і безпеки ЕУ.

Температурне поле фланця корпусу турбіни в районі регулюючого ступеня можна прийняти одномірним з радіальним напрямком зміни температури, а фізичною моделлю фланця обґрунтовано вибрати необмежену пластину товщиною R . Тоді для визначення ОПР (пуску) турбіни слід розв'язати задачу нестационарної теплопровідності

$$\frac{\partial t(X, \tau)}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t(X, \tau)}{\partial X^2}, \quad (\tau > 0), \quad (0 \leq X \leq R) \quad (1)$$

$$t(X, 0) = t_0 = const \quad (2)$$

$$\frac{\partial t(0, \tau)}{\partial X} = 0 \quad (3)$$

$$\Pi[-t(X, \tau) + \frac{1}{R} \int_0^R t(X, \tau) dX] = V \quad (4)$$

при конвективному теплообміні на обігрівній поверхні

$$-\frac{\partial t(X, \tau)}{\partial X} \Big|_{X=R} + H(\tau, t)[t_c(\tau) - t(R, \tau)] = 0 \quad (5)$$

де $t(X, \tau)$ – температура пластини в точці з координатою X ($X = 0$ на зовнішній поверхні фланця) в момент часу τ ;

a – коефіцієнт теплопровідності;

$$V = b - c t(X, \tau), \quad b = \sigma_0 \frac{1 - \nu}{\beta E};$$

σ_0 – величина допустимого термічного напруження при температурі металу $t = 0$;

ν – коефіцієнт Пуассона;

β – коефіцієнт питомого теплового розширення;

E – модуль пружності першого роду;

$$c = c_0 \frac{1 - \nu}{\beta E}, \quad 0 < c < 1;$$

c_0 – коефіцієнт питомої зміни величини гранично допустимого напруження при зміні температури металу в даній точці на один градус Цельсія;

Π – поправочний коефіцієнт;

$$H(\tau, t) = \frac{\alpha(\tau, t)}{\lambda},$$

$\alpha(\tau, t)$ – коефіцієнт тепловіддачі від пари до поверхні фланця $X = R$;

λ – коефіцієнт теплопровідності металу. Гранична умова (3) передбачає якісну теплову ізоляцію і відсутність відтоку теплоти з зовнішньої поверхні фланця,

Гранична умова (4) фактично задає величину максимально допустимих термічних відносних напружень в точках по січенню фланця, що забезпечує найменш допустимий в часі перебіг ПР. Рівняння (4) переформоване з рівняння термічних напружень у вільній пластині без складової теплового зчину, який защемлений корпусом СПТ.

В режимі пуску (нагріву) турбіни максимальні стискуючі напруження будуть на внутрішній ($X = R$) поверхні фланця [2], то (4) запишеться

$$\frac{1}{R} \int_0^R t(X, \tau) dX - t(R, \tau) = -\frac{V}{\Pi} = -\frac{b - c t(R, \tau)}{\Pi}$$

або

$$\frac{1}{R} \int_0^R t(X, \tau) dX - M t(R, \tau) = -\frac{b}{\Pi}, \quad (4a)$$

$$M = 1 + \frac{c}{\Pi}$$

Граничні умови задачі неоднорідні, власні функції розв'язку не ортогональні. Розв'язок задачі шукається операційним методом (Ващенко – Захарченко) аналогічно [2, 3, 4] і в оригіналах має вигляд

$$t(X, \tau) = t_0 + (b - ct_0) \left[\frac{1}{c} - \frac{1}{\Pi} \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos\left(\mu_n \frac{X}{R}\right) \exp(-\tau / T_n) \right], \quad (6)$$

де

$$A_n = \frac{2\mu_n \cos \mu_n}{\mu_n - \sin \mu_n \cos \mu_n}, \quad (7)$$

μ_n – корні характеристичного трансцендентного рівняння,

$$tg \mu_n = M \mu_n \quad (8)$$

$$T_n = R^2 / a \mu_n^2.$$

Рівняння (8) має необмежену кількість коренів.

Використавши рівняння (8), можна виразити

$$A_R(M, \mu_n) = \frac{2 \cos \mu_n}{1 - M \cos^2 \mu_n} = \frac{2}{\sec \mu_n - M \cos \mu_n}, \quad (7a)$$

Розв'язок (6) задачі (1)-(4a) є математична модель оптимального мінімально-допустимого в часі і безпечного за напруженнями ПР-пуску турбіни у заданих умовах.

Моделювання оптимального режиму пуску суднової турбіни за математичною моделлю (6) і порівнювалось з результатами електромоделювання в Одеському інституті інженерів морського флоту (ОПМФ). Були порівняні оптимальна зміна температури відповідно внутрішньої і зовнішньої поверхонь фланця корпусу ТВТ в режимі при $M = 1,0243$; $n = 1$ і те ж при $M = 1,0217$; $n = 1,12$ подано. Проводились дослідження різниці температур по ширині фланця горизонтального роз'ємну корпусу ТВТ у відповідних режимах. Задавалась зміна температури пари в камері регулюючого ступеня турбіни для електромоделювання. Одержана зміна температури внутрішньої і зовнішньої поверхонь фланця за результатами електромоделювання.

Пуск СПТ з холодного стану починається попереднім прогрівом турбіни і витримки 30 хв. на обертах 10 об/хв. гребного валу (при вакуумі в конденсаторі 300-350 мм. рт. ст.). Після цього проводиться ОПР – оптимальний пуск (режими I, II) за моделлю (6).

Характеристики режимів пуску. Матеріал корпусу турбіни ст.25ХМ, $b = 74,6^{\circ}C$, $R = 150$ мм. Режим I $\Pi = 1$, $c = 0,0243$ [3],

$M = 1,02$. Режим II $\Pi = 1,12$, $\frac{c}{\Pi} = 0,0217$, $M = 1,0217$.

Таблиця 1

Корні μ_n рівняння (8)

M	μ_1	μ_2	μ_3	μ_4
1,0243	0,2662	4,4987	7,7283	10,9063
1,0217	0,2519	4,4981	7,7280	10,906

Таблиця 2

Теплові амплітуди A_n

M	A_1	A_2	A_3	A_4
1,0243	41,437	-0,4446	0,2548	-0,1798
1,0217	46,4667	-0,4459	0,2554	-0,1786

Ряд розв'язку (6) швидко сходиться, т.т. теплові амплітуди зменшуються з ростом μ_n і τ , що позитивно для застосування моделі в алгоритмах автоматичних систем керування (АСК), (корені рівняння (8) при $M = 1,0217$ визначив доцент «Львівської політехніки» к. т. н. І.В. Делай).

Так, при $\tau = 0, 1, 2, 3, 4$ хв. кількість значущих членів ряду $n = 4, 3, 2, 2, 1$ зменшується відповідно. Тобто, на четвертій хвилині процесу значущим залишається лише перший член ряду.

Були одержані результати електромодельювання (ЕМ) нагріву фланця корпусу турбіни (режим III) на сітках електричних опорів, що ґрунтується на електротепловій аналогії, т. т. на аналогії між диференціальними рівняннями, що описують процеси розподілу температури у фізичних тілах і поширенням потенціалів у електропровідному середовищі. Електромодельювання проводилось в науково-дослідній лабораторії в ОІМФ за участі В.Н. Гончаренка. Метод ЕМ надійний, з потрібною точністю і в даному разі режим III використовується як достовірний для порівняння і перевірки математичної моделі (6).

Оптимальний режим I достатньо близький до режиму III, різниця $\sim 5\%$. На протязі всього режиму I на внутрішній поверхні фланця горизонтального роз'єму ТВТ діють максимально допустимі термічні напруження, величина яких задається лінійно спадаючою з ростом температури металу

$$[\sigma_\tau](t) = \frac{2}{3} \sigma_{0,2}(t),$$

тобто $[\sigma_\tau](t)$ задані з запасом міцності, що доцільно.

В режимі III напруження в корпусі турбіни більші. Швидкість нагріву фланця в режимі I $\sim 5^0$ с/хв. Відносне видовження ротора δl_p не обмежувало ОПР. В раціональних пускових режимах при допустимих різницях температур по ширині фланця $\Delta t_{\text{шф}}$ δl_p менші граничних.

В режимі пуску СПТ з холодного стану ($t_0 = 20^0$ С) строгий розрахунок (С.Л. Chow, США) в тривимірному напруженому стані засвідчив, що максимальні еквівалентні напруження в роторі досягають 160 МПа/м^2 , що складає 50 % еквівалентного $\sigma_{0,2}$ матеріалу ротора.

Розрахунки ОПМФ напружень в роторі допустимі навіть для режиму екстреного пуску. В режимі з попереднім прогріванням турбіни напруження в роторі ще нижчі.

В режимі III зміна температури пари в камері регулюючого ступеня підбиралось з міркувань забезпечення достатньо швидкого досягнення максимально допустимої різниці температури по ширині фланця $\Delta t_{\text{шф}}$ і збереження її на високому рівні при наборі обертів до номінальних і, крім того, щоб швидкість набору обертів могла б бути допустимою з міркувань динаміки турбіни та редуктора.

Оскільки режим I менш інтенсивний ніж III, то всі позитивні характеристики режиму III будуть притаманні і ОПР I.

Реалізація ОПР (пуску) турбіни (за математичною моделлю (6)) в експлуатаційній практиці, звичайно, може бути здійснена засобами автоматизації з застосуванням керуючих обчислювальних машин (КОМ). КОМ розраховує ОПР за математичною моделлю (6), САК подає керуючий сигнал на пропорційне відкриття маневрового клапана (МК), забезпечуючи відповідно підвищення температури внутрішньої поверхні фланця корпусу ТВТ і контрольованої заміром точки близької до цієї поверхні. Замір $t(0,0)$ використовується в розрахунках (6) і може слугувати зворотнім зв'язком в САК. Був розрахований оптимальний за законом (6) режим пуску суднової турбіни після попереднього прогріву на 10 об./хв., гребного валу протягом 30 хв. і одержані: оптимальна зміна температури внутрішньої та зовнішньої поверхонь фланця горизонтального роз'ємну корпусу ТВТ, зміна температури внутрішньої поверхні фланця за результатами електромоделювання, в оптимальному режимі температура на відстані 10 мм від внутрішньої поверхні фланця (можливий контроль), оптимальна зміна температури пари $t_c^o(\tau)$ в камері регулюючого ступеня, різниця температур по ширині фланця горизонтального роз'ємну корпусу ТВТ в оптимальному режимі.

Зауваги до алгоритму ОПР СПТ. Етап I. КОМ визначає готовність ПТ до ОПР, допустимість обмежуючих пуск факторів: різниці температур, абсолютні і відносні деформації елементів турбіни, вібрації і т д., $t(0,0) = 140^0$ с, $t(R,0) = 210^0$ С.

При виконанні умов етапу I–перехід до етапу II. Етап II. Автоматичне керування ОПР. ОПР-пуск ПТ керується оптимальним за математичною моделлю (6) нагрівом внутрішньої поверхні фланця ТВТ в зоні регулюючого ступеня $t(R, \tau)$, реально $t(0,9; \tau)$ і контролюється заміром датчика. Значення $t(0,0)$ заноситься у (6). Температура $t(R,0)$ відома з попереднього прогрівання, розраховувати її і подавати керуючий сигнал в цей момент на виконавчий орган не потрібно, що спрощує розрахунок і роботу САК. Перший розрахунковий момент ОПР фактично буде $\tau_0 + \Delta\tau$.

Нарощуючи час τ з кроком $\Delta\tau$ хвилин, розраховується температура $t(0,9; \tau)$ за виразом (6) і САК подає керуючий сигнал на певне відкриття маневрового клапана МК. На час $\tau = 4$ хв. у виразі (6) залишається значущим один перший член суми \sum , тобто тоді буде тільки $n = 1$.

Оскільки величина коефіцієнта температуропровідності a залежить від температури металу, то в певному температурному інтервалі внутрішньої поверхні фланця у виразі $T_{\Pi} = R^2 / a\mu_n^2$ використовується відповідне значення коефіцієнта a . Так, до $t(R, \tau) \leq 250^\circ\text{C}$ використовується $a_{200^\circ\text{C}}$, при $t(R, \tau) \geq 205^\circ\text{C}$ відповідно $a_{300^\circ\text{C}}$.

Як допоміжні керуючі сигнали можуть бути [5] оптимальна зміна температури гарячої пари $t_c^o(\tau)$ в камері регулюючого ступеня турбіни, різниця між температурами пари і металу корпусу Δt_{cm}^o . Зміна температури $t_c^o(\tau)$ в оптимальному ПР визначається з граничної умови (5) при заданому значенні коефіцієнта тепловіддачі α , що допустимо для інженерної практики [5].

$$t_c^o(\tau) = t_o + V_o \left[\frac{1}{c} + \frac{1}{\Pi} \sum_{n=1}^{\infty} A_{\Pi} \left(\frac{\mu_n \sin \mu_n \xi}{Bi(\tau)} - \cos \mu_n \right) \exp(-\tau / T_n) \right], \quad (9)$$

де $V_o = b - ct_o$, $\xi = x / R$, $Bi(\tau) = \alpha(\tau)R / \lambda$ – нестационарний аналог критерію Біо.

Різниця температур

$$\Delta t_{cm}^o = t_c^o - t^o(R, \tau) = \frac{V_o}{\Pi} \sum_{n=1}^{\infty} A_n \frac{\mu_n \sin \mu_n}{Bi(\tau)} \exp(-\tau / T_n), \quad (10)$$

Пропонований алгоритм застосовується в період нагріву турбіни при навантаженні і підйомі обертів після попереднього прогріву протягом 30 хв. на 10 об./хв. гребного валу. Автоматичне керування роботою головного парового котла (чи допоміжного) режимом підігріву вантажів

для їхнього збереження при транспортуванні на танкерах [6,7] здійснюються іншими підпрограмами загального алгоритму САК.

Нагрів турбіни (як і вантажу на танкерах [6,7]) відбувається в умовах конвективного теплообміну (5), а керуючою дією є витрата пари на турбіну при певних параметрах і коефіцієнті теплообміну $\alpha(\tau, t)$ залежному від часу τ і температури t . Тож підстановкою розв'язку (6) задачі (1)-(4) в умову (5) визначається нестационарний аналог критерію Біо в оптимальному режимі пуску турбіни

$$Bi(\tau, t^o) = H(\tau, t^o) - R = \frac{V_o \sum_{n=1}^{\infty} A_n \mu_n \sin \mu_n \exp(-\tau / t_n)}{\Pi (t_o(\tau) - t(R, \tau))} \quad (11)$$

За експериментальними результатами ОПМФ при обертах гребного валу $n_1 = 10$ об./хв. $\Delta t_{cm} = 50^0$ C, а на $n_2 = 110$ об./хв. $\Delta t_{cm} = 10^0$ C, то

$$N \cong \frac{\Delta t_{cm1} - \Delta t_{cm2}}{n_1 - n_2} \cong 0,4^0 \text{ C/об./хв.} - \text{ заміна } \Delta t_{cm} \text{ при зміні } n \text{ на}$$

1 об./хв.

Тоді можна записати

$$Bi(\tau, t, n)^o = \frac{V_o \sum_{n=1}^{\infty} A_n \mu_n \sin \mu_n \exp(-\tau / t_n)}{\Pi (50 - N(n - 10))} \quad (11a)$$

Зміна НАК Біо за виразом (11a) та відносних параметрів пари за результатами ОПМФ випробувань турбіни у повному вантажі судна: зміна НАК Біо (11a); $\theta = t_p / t_{sk}$, t_p – температура пари в камері регулюючого ступеня турбіни, t_{sk} – температура пари за швидкодіючим клапаном; $P_{MK} = P_{MK} / P_{MK100}$, P_{MK} – тиск пари за маневровим клапаном, P_{MK110} – тиск пари за МК при $n = 110$ об./хв.; $\bar{P}_{PCT} = P_{PC} / P_{MK110}$, P_{PC} – тиск пари в камері регулюючого ступеня. Значення оптимальної зміни НАК Біо $(\tau, t, n)^o$ за виразом (11a) в ОПР і відносних параметрів пари тиску за МК та тиску \bar{P} та температури θ в камері регулюючого ступеня можна використати при оптимізації режимів пуску турбін.

Суднова ЕУ (паровий котел – головний паротурбозубчатий агрегат ГПТЗА) є складовою пропульсивного комплексу (СПК) і моделлю (б) має входити до узагальненої математичної моделі системи ГПТЗА – гребний гвинт – корпус судна – навколишнє середовище.

Діагностика і автоматичне керування стаціонарними режимами і ОПР роботи пропульсивного комплексу судна може проводитись судновою САК або дистанційно з технічного центру фірми власника.

Висновки

1. Розв'язкам задачі нестационарної теплопровідності з граничною умовою, що фактично задає величину зміни максимально допустимих термічних напружень в елементі корпусу турбіни визначено математичну модель оптимального (допустимо короткого в часі і безпечного для конструкції) перехідного температурного режиму (пуску) турбіни. Результати розрахунків за даною моделлю добре узгоджуються з експериментальними даними та досконалим методом електромоделювання.

2. Одержана математична модель характеризується компактністю і малою затратою машинного часу в дії пропонується для використання в алгоритмі автоматичного керування ОПР – пуском парової турбіни, дано короткий опис алгоритму і аналітичні вирази додаткових керуючих сигналів.

3. Математична модель є елементом загальної математичної моделі суднового пропульсивного комплексу.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Гончаренко В.Н., Мошнянський А.Ф. Построение алгоритма управления тепловым состоянием судовой турбины в переходном режиме // *Эксплуатация морского транспорта: Сб. научн. статей. СПб.: ГМА им. Макарова, 3(49), 2007. – С. 6-9.*
2. Гончаренко В.Н. Определение графика допустимых термических напряжений в оптимальном режиме нагрева корпуса турбины // *Судовые машины и механизмы: Сб. научн. труд. – Одеса, ОИИМФ, 1972. – Вып. 4. – С. 89-96.*
3. Гончаренко В.Н. Определение операционным методом оптимального переходного режима паровой турбины // *Депонент информэнерго № Д/124. – Одесса, 1974.*
4. Гончаренко В.Н. Аналитическое определение переходных температурных режимов судовых паровых турбин // *Автореферат канд. дис. – Одеса: ОИИМФ, 1972.*
5. Постольник Ю. С. Временные обратные задачи теплопроводности в технологии прокатного производства // *Черная металлургия. – ИВУЗ. – № 3. – 1988. – С. 113-117.*

6. *Мошнянский А.А., Мошнянский А.Ф., Чумак О.А. К вопросу подогрева пищевых грузов на танкерах при участии сюрвейерских компаний и создателей логистической сети // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2011. – Вип.18. – С. 182-194.*
7. *Moshnyanskiy A.F., Moshnyanskiy A.A. Heating control of viscous cargoes while carried by sea // SWorld / Collection of scientific papers // International Scientific Journal. – 2014. – Issue № 3 (36). – P. 12-19.*

Стаття надійшла до редакції 10.12.2014

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація» Одеського національного морського університету **В.Г. Івановський**

доктор технічних наук, професор кафедри АСУ Національного університету «Львівська політехніка» **В.В. Різник**