

Штефан Є. В.

Куєвда В. П.

Національний
університет харчових
технологій

Башта Д. А.

ОАО "Київський науково-
дослідний та проектно-
конструкторський
інститут
"ЕНЕРГОПРОЕКТ"

УДК 620.193:534.1

ВИЗНАЧЕННЯ АМПЛІТУДНИХ
НАПРУЖЕНЬ ПРИ ВІБРАЦІЙНИХ
КРУТНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ
ВАЛОПРОВІДІВ ТУРБОМАШИН

В работе рассмотрено влияние крутильных вибрационных процессов на повреждаемость валопроводов турбин. Апробирована методика определения амплитудных величин динамических напряжений по длине вала при вибрационных нагрузениях. Наведена зависимость изменения величины таких напряжений во времени и описано характерные особенности ударного знакопеременного процесса нагружения вала.

Certain factors of turbines shafting damaging are considered in this article. The methodology of determining the limit values of dynamic stresses along the length of the shaft is proved. The dependence of changes of such stress values with time is indicated and specific features of impact fluctuating loading process are described is proved.

Постановка проблеми дослідження.

Довготривала експлуатація несучих елементів парових турбін теплових і атомних електростанцій які працюють в умовах дії високотемпературних і вібраційних крутних навантажень призводить до появи та розвитку пошкоджень, що викликані утомою матеріалу. До причин, що викликають пошкодження у валопроводі слід віднести динамічні крутні коливання, які обумовлені як штатними, так і позаштатними режимами експлуатації [1,2,3]. Виникнення їх вібрацій обумовлено як коротко термінованими (доли секунди) електромагнітними коливаннями пов'язаними, наприклад, з грубою синхронізацією при включенні генератора, так і з дією різного виду коротких замикань, що викликають автоматичне відключення та включення електричного навантаження.

Слід також мати на увазі і можливість появи параметричних змін електромагнітних характеристик в лініях електромереж (явище субсинхронного резонансу і т.п.) з частотою близькою до кругової частоти валу турбіни [4]. Динамічні електромагнітні крутні моменти, при цьому, досягають величин, що в 2-5 разів, а в окремих випадках і більше, перевищують номінальний крутний момент (M_n) на

турбінному валу в штатному режимі експлуатації [5]. Дія вказаних динамічних моментів може приводити до циклічних вібраційних закручувань роторних валів турбоагрегатів, на власних частотах, з досить великими їх амплітудами.

Метою роботи є розроблення методики визначення амплітудних величин напружень в небезпечних перерізах по довжині валу ротора турбіни при вібраційних процесах, обумовлених дією знакозмінного динамічного електромагнітного моменту, що виникає в турбогенераторі при коротких замиканнях та інших аномальних режимах експлуатації.

Результати роботи. Геометрична та скінчено-елементна модель роторного валу, схема його навантаження (рис.1) та методика дослідження процесів, що пов'язані з дією крутних коливань ротора парової турбіни К-200-130 детально описано в роботі [6]. Як відомо, напруження від моменту, що скручує вал в номінальному режимі роботи генератора (M_n) порівняно незначні [5]. В аварійному ж режимі, наприклад, раптового короткого замикання, на бочку ротора турбогенератора діє динамічний крутний електромагнітний момент, граничне значення якого в декілька разів перевищує M_n [5].

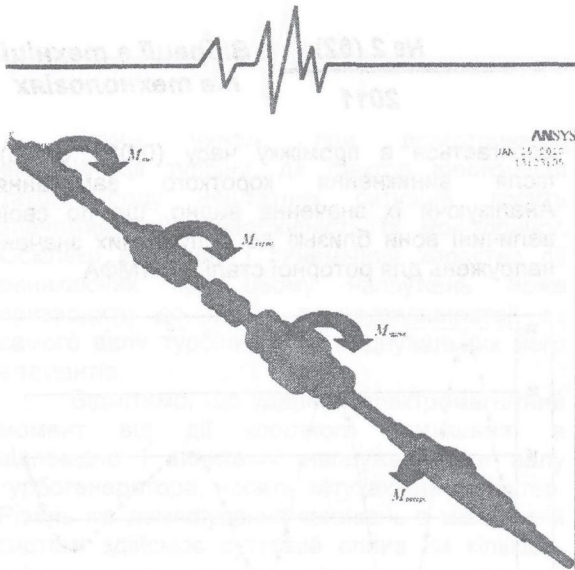


Рис. 1. Скінчено-елементна модель та схема навантаження валу турбоагрегату ТГВ -200

На рис.2 показано зміну сумарного електромагнітного моменту в часі при дії трифазного короткого замикання. Цей момент складається із знакозмінної $M_{\sim}(t)$ та сумарної постійної

$$\sum DM(t) = DM_{CT}(t) + DM_{POT}(t)$$

складових величин. Таким чином, у випадку короткого замикання, сумарний електромагнітний крутний момент, що діє на бочку ротора турбогенератора ТГВ – 200, згідно робіт [7,8], визначався з урахуванням насичення реактивностей та номінального режиму роботи генератора за такою залежністю:

$$\sum M_{em}(t) = M_{\sim}(t) + DM_{cm}(t) + DM_{pot}(t), \quad (1)$$

де

$$M_{\sim}(t) = [(1.364 + 2.442 \cdot e^{-t/0.8} + 1.324 \cdot e^{-t/0.11}) \cdot \sin(0.6726 + 314.16t) - 2.45 \cdot e^{-t/0.54} \cos(0.6726 + 314.16t)] \cdot 1.0 \frac{e^{-t/0.47}}{0.85};$$

$$DM_{CT}(t) = 0.0047 \times \left[(1.364 + 2.442e^{-t/0.8} + 1.324e^{-t/0.11})^2 + (2.45e^{-t/0.54})^2 \right]$$

- складова електромагнітного моменту, викликаного втратами потужності від струму обмотки статора;

$DM_{POT}(t) = 1.785 \cdot e^{-2t/0.47}$ - складова електромагнітного моменту, викликаного втратами потужності в контурах ротора.

Як видно з рис.2 максимального значення амплітуда такого ударного моменту сягає в початковий момент часу виникнення короткого замикання і з її послідуєчим затуханням за рахунок інерційних та інших особливостей даної пружної системи.

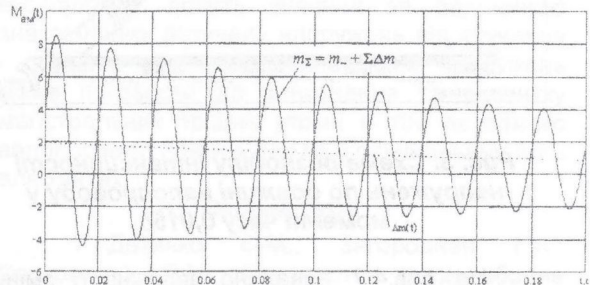


Рис. 2. Залежність сумарного крутного знакозмінного моменту $M_{\sim}(t)$, та його постійної складової $\sum DM(t)$ від часу

Оскільки в момент виникнення короткого замикання, одночасно, наряду з ударним електромагнітним моментом, на вал турбоагрегату діє і квазістатичний номінальний момент (M_H), то сумарний реактивний динамічний крутний момент, розраховували таким чином:

$$(M_{к.з.})_{max} = M_H + \sum M_{em}(t). \quad (2)$$

Для розв'язання задачі вимушених крутих коливань ротора під дією моменту (2) використовувався обчислювальний комплекс ANSYS (Modal analysis) на основі розрахункової схеми, що наведена на рис.1.

Дослідження крутих коливань валопроводу, що виникають в результаті такого навантаження показали, що найбільш високий їх рівень виникає, по першій формі коливань, в двох його перерізах. Перший, в зоні з'єднання ротора циліндрів середнього і низького тисків, а другий, в зоні муфти спряження валів циліндра низького тиску і генератора (рис.3). Максимальне значення інтенсивності діючих ударних напружень в зоні з'єднання генератор-циліндр низького тиску склала близько 320 МПа.

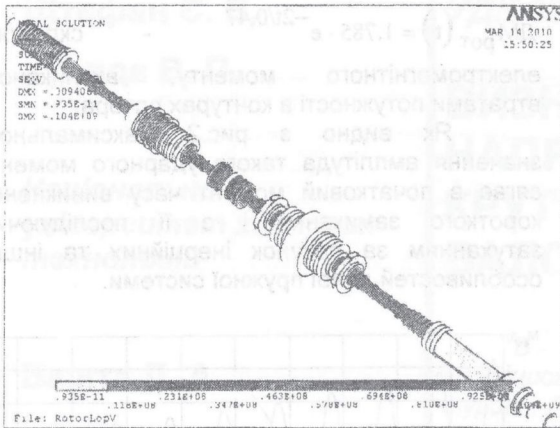


Рис. 3. Схема розподілу інтенсивності напружень по довжині валопроводу у момент часу 0,015с

На рис.4-7 наведено залежності зміни величини діючих напружень у часі в одному із найбільш небезпечних перерізів по довжині валу (місце з'єднання валу циліндра низького тиску і валу генератора). Як показує аналіз наведених результатів, величини амплітудних дотичних складових напружень у тривимірній постановці змінюються від 30 МПа до 110 МПа.

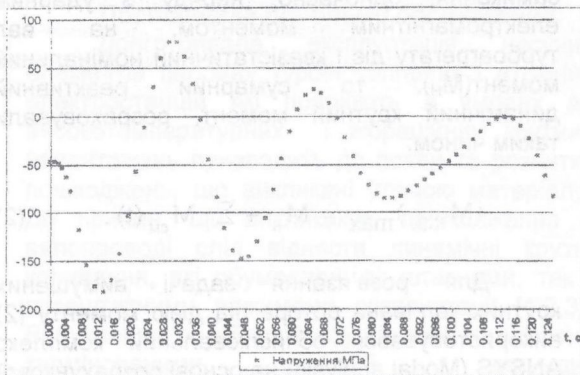


Рис. 4. Зміна дотичних напружень τ_{xy}

Таким чином, враховуючи об'ємний напружений стан при визначенні напружень і зважаючи на відомі критерії міцності, інтенсивність напружень в небезпечному перерізі, згідно енергетичного критерію, розраховували так:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (3)$$

На рис.7 показано залежність зміни величини інтенсивності напружень σ_e в часі в тому перерізі валу. Можемо констатувати, що найбільше їх значення (майже 320МПа)

досягається в проміжку часу (0,013...0,026)с після виникнення короткого замикання. Аналізуючи їх значення видно, що по своїй величині вони близькі до допустимих значень напружень для роторної сталі 25Х1МФА.

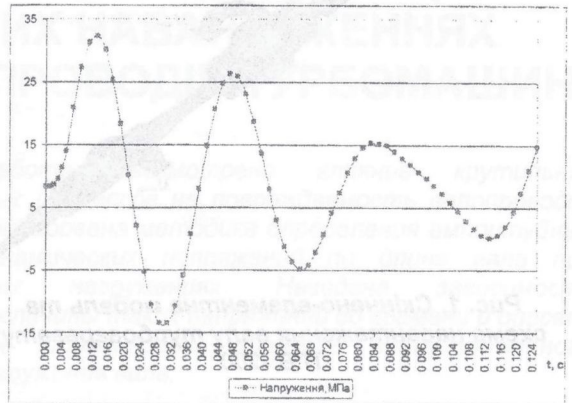


Рис. 5. Зміна дотичних напружень τ_{yz}

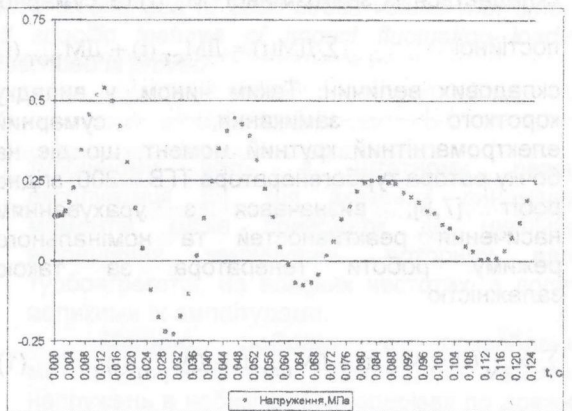


Рис. 6. Зміна дотичних напружень τ_{zx}

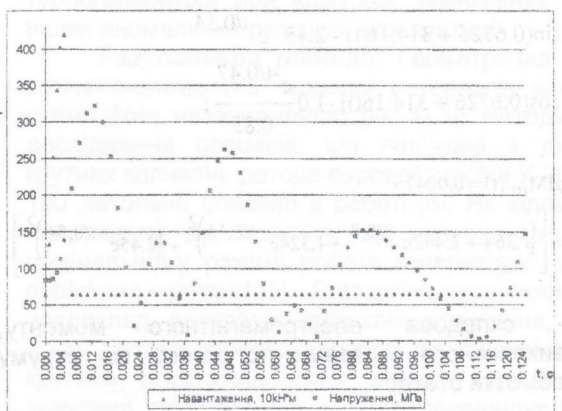
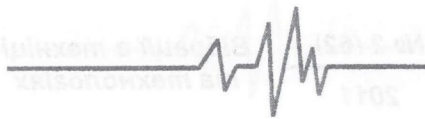


Рис. 7. Зміна еквівалентних напружень σ_e



Таким чином, при довготривалій експлуатації турбіни, де фактор виникнення такого роду нештатних ситуацій досить значимий, існує необхідність їх моніторингу. Оскільки величина і динамічний характер дії виникаючих при цьому напружень може призводити до появи пошкоджувальностей як самого валу турбіни, так і з'єднувальних його елементів.

Відмітимо, що ударний електромагнітний момент від дії короткого замикання, а відповідно і виникаючі напруження на валу турбогенератора, носять затухаючий характер. Рівень же демпфування коливань в механічній системі здійснює суттєвий вплив на кількість циклів, що також впливають на її пошкоджуваність. В загальному випадку для такої системи, як валопровід в умовах експлуатації, визначення величини розсіювання енергії коливань, що обумовлюється її втратами в матеріалі, конструкційними особливостями, аеродемпфуванням, яке пов'язане з взаємодією коливальних елементів з пароповітряним середовищем, є однією із складових визначення довговічності конструкції. В її розрахунках може бути прийнято, як відмічалось в роботі [9], лінійне в'язке демпфування і затухаючий коливальний процес при цьому описується експотенціальною функцією:

$$\tau = \tau_a e^{-\frac{\delta}{f}} \cdot \sin \omega t \quad (4)$$

де τ_a – початкова амплітуда напружень коливального процесу; δ – логарифмічний декрімент коливань що характеризує темп зухання вільних коливань; f і ω – частота вільних коливань і власна частота коливань валопроводу, відповідно; t – час.

Амплітуда i -го циклу затухаючого процесу визначається по формулі

$$\tau_{ai} = \tau_a \cdot e^{-\frac{\delta}{4}(1+4i)} \quad (5)$$

Користуючись наведеними залежностями та, наприклад, лінійною теорією додавання пошкоджень (гіпотеза Пальмгрена - Майнера) можна спрогнозувати циклічну пошкоджуваність, а отже, до певної міри, довговічність валопроводу, що і планується в подальших дослідженнях. Вібраційні ж процеси, що виникають в валопроводі турбогенератора від дії реактивних крутних моментів пов'язані з ударними електромагнітними факторами і вносять вагомий внесок у виникненні пошкоджувальностей.

Висновки

1. Встановлено наявність небезпечних поперечних перерізів по довжині валопроводу та прораховано величини амплітуд дотичних знакозмінних напружень, що є близькими до границі міцності роторних сталей.

2. Наявність і стахостичність дії таких знакозмінних напружень може призводити до виникнення мікропошкоджень валопроводу турбогенератора.

3. Неодноразовість дії в умовах експлуатації досить значних за величиною знакозмінних дотичних напружень від кручення і постійна дія інших динамічних напружень може призвести до виникнення та розвитку магістральних тріщин утоми в тілі як самого валопроводу турбіни, так і в з'єднувальних його елементах.

Література

1. Детинко Ф.М., Загородная Г.А., Фастовский В.М. Прочность и колебание электрических машин. – Ленинград: «Энергия», 1969. – 440с.

2. Лейзерович А.Ш. Эксплуатационный контроль за накоплением поврежденности деталей паровых турбин // Энергохозяйство за рубежом. – 1979. – №6. – С.10-16.

3. Загреддинов И.Ш., Костюк А.Г., Трухний А.Д. Разрушение турбоагрегатов 300МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы // Теплоэнергетика. – 2004. – №5. – С.5-15.

4. Крикунчик А.Б. Опасность субсинхронного резонанса для крупных турбоагрегатов // Теплоэнергетика. – 1981. – №5. – С.27-28.

5. Титов В.В., Хуторецкий Е.М., Загородная Г.А., Вартаньян Г.П., Заславский Д.И., Смотров И.А. Турбогенераторы. Расчет и конструкция. – «Энергия», Ленинградское отделение 1967. – 895с.

6. Штефан Е.В., Бовсуновский А.П., Черноусенко О.Ю., Башта Д.А. Информационные технологии исследования вибрационных процессов у роторах турбомашин // Вибрации в технике та технологіях. – 2009. – №3. – С.48-50.

7. Лютер Р.А. Расчет момента вращения синхронных машин при коротких замыканиях Сб «Электрика», 1950, №7, – С. 15-18.

8. Поляк Н.А. Современные крупные двухполюсные урбогенераторы. Электромагнитные характеристики. – Москва «Энергия». 1972. – 427с.

9. Бовсуновский А.П., Черноусенко О.Ю., Штефан Е.В., Башта Д.А. Усталостное повреждение и разрушение роторов паровых турбин в результате крутильных колебаний // Проблемы прочности. – 2010. – №1. – С.144-151.