SOMMAIRE

Introduction Générale 1

Chapitre I: Généralités sur les turbines à vapeur 3

I.1-Introduction : 4

I.2-Définition - Principes généraux de fonctionnement : 4

I.3-Réalisation pratique : 5

I.3.1-Les turbines à action : 6

I.3.2-Les turbines à réaction : 6

I.4-les rotors des turbines à vapeur: 7

I.5-Production de l'énergie électrique: 8

I.5.1-Centrales thermique : 8

I.5.2-Description du processus 11

Conclusion: 11

Chapitre II: Etude des oscillations subsynchrones 12

II.2.1-Modèle du système d'arbre : 14

II.2.2-Définition des paramètres du système d'arbre : 15

II.2.2.1-Constante d'inertie $\boldsymbol{H}$: 16

II.2.2.2-Rigidité en torsion $\boldsymbol{K}$: 16

II.2.2.3-Coefficient d'amortissement ou facteur $\boldsymbol{D}$ 17

II.2.3-Equations de système d'arbre 18

II.2.3.1-Etude d'un système : 20

II.2. 4-Fréquences naturelles de torsion et les modes de vibration : 23

II.2.5-Exemples des caractéristiques tortionnelles : 23

Chapitre III: Etude par simulation de la résonance subsynchrone 30

III.1-Introduction : 31

III.2-Schéma du système : 31

III.3- Résumé des résultats d'EMTP pour les cas d'amplification du couple : 32

III.4-Présentation du système de simulation 33

III.5-Schéma de simulation sous mathlab-simulink: 34

III.6-Paramètres du système: 35
III.7-Résultats de simulation: 36
IV.7.2-Avec régulateur. 36
IV.7.3-Sans régulateur: 40
III.8-Interprétations des résultats: 45
III.9-Conclusion : 45
Conclusion générale 46
Bibliographie 46

Introduction Générale

Les différentes interactions entre les composants principaux d'un système de puissance présente un intérêt certain dans l'étude de la stabilité de ces systèmes.

Le système turbine-alternateur est un montage complexe dont les interactions sont diverses pour chaque mode de fonctionnement ou après un défaut ou tout autre perturbation.

La turbine à vapeur est l'aboutissement d'un type de machines thermiques introduit par les machines à vapeur à piston. Les contraintes inséparables à leur conception limitent leur usage aux centrales électriques de fortes puissances et à des applications spécifiques tel que l'aéronautique.

Notre étude consiste à étudier les oscillations subsynchrones dans un système turboalternateur pour ce faire nous avons présenté une étude générale de la turbine à vapeur dans le premier chapitre.

Dans le second chapitre on a présenté une étude théorique des oscillations subsynchrones. Une étude pratique par simulation sous MATHLAB-SIMULINK pour mettre en évidence la résonance subsynchrone a été présentée dans le dernier chapitre.

Nous avons achevé notre travail par une conclusion générale dans laquelle nous avons mis l'accent sur l'importance des études des oscillations subsynchrones et la compensation des lignes de transfert d'énergie.

Chapitre I:

Généralités sur les turbines à vapeur.

I.1-Introduction :

Une turbine est un dispositif rotatif destiné à utiliser la force d'un fluide (eau, vapeur, air, gaz de combustion), dont le couple est transmis au moyen d'un arbre.

L'énergie de fluide, caractérisée par sa vitesse et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie mécanique pour entrainer un alternateur, une pompe ou tout autre récepteur mécanique rotatif.

L'entrainement le plus courant pour les grandes puissances est la turbine à vapeur. La turbine est généralement prévue pour entrainer directement le turbo-alternateur à sa vitesse synchrone, sans réducteur de vitesse interposé.

La puissance unitaire des turbines à vapeur va de quelques mégawatts à environ 1800 MW pour les plus gros groupes nucléaires, au stade actuel du développement.

I.2-Définition - Principes généraux de fonctionnement :

Une turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle de thermodynamique dite de CLAUSIUS-RANKINE. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau.

Ce cycle comprend au moins les étapes suivantes :

- L'eau liquide est supprimer par une pompe et envoyée vers la chaudière.
- L'eau est chauffée, vaporisée et surchauffée.
- La vapeur se détend dans la turbine en fournissant de l'énergie mécanique.
- La vapeur détendue est condensée au contact de la source froide sous vide partiel.

Le principe est donc le même que celui de la machine à vapeur à pistons, la turbine en constitue une évolution exploitant les principaux analyses des turbo-alternateurs à savoir:

- Puissance massique et puissance volumique élevée.
- Rendement amélioré par la multiplication de l'énergie de détente.

Le rendement croit avec la pression de la vapeur et avec la température de surchauffe. Cependant, l'augmentation de ces caractéristiques est limitée par la teneur en eau de la vapeur en fin de détente.

En effet, la courbe de détente peut atteindre la courbe de saturation avec formation de gouttelettes qui nuisent l'efficacité des derniers étages de détente. La teneur en eau liquide du mélange doit être limitée à 15 ou 20%.

En effet, c'est la pression dans le condenseur qui fixe de ce fait les pressions et température limites admissibles.

Ce cycle est intrinsèquement inférieur au cycle théorique idéal de Carnot. Des améliorations ont donc été imaginées pour tendre vers celui-ci. Ainsi le réchauffage de l'eau entre le condenseur et la chaudière par la vapeur soutirée à différents étages de la turbine permet de faire tendre la phase de chauffage isobare vers une transformation équivalente sur le plan thermodynamique à une isotherme. Ce dispositif impose de plus l'installation d'un réchauffeur d'air sur la chaudière.

D'autre part, afin de permettre d'augmenter la pression et la température malgré le problème de l'humidité en fin de détente, il est possible de renvoyer la vapeur détendu jusqu'à à la saturation vers la chaudière pour procéder à une resurchauffe dans un échangeur supplémentaire.

Ces étapes peuvent être multipliées pour faire tendre la phase de surchauffe vers une isotherme et donc de s'approcher d'un cycle de Carnot.

Dans la pratique, les installations comprennent généralement une seule resurchauffe. Le gain de rendement peut atteindre 5%.

I.3-Réalisation pratique :

Une turbine est constituée d'un rotor comprenant un arbre sur le quel sont fixées des aubes et d'un stator constitué d'un carter portant des déflecteurs fixes, généralement constitués de deux parties assemblées selon un plan axial. Elle comprend en outre un tore d'admission segmenté et un divergent d'échappement dirigé vers le condenseur. La fonction des déflecteurs fixes est d'assurer tout ou partie de la détente en formant un réseau du tuyères et de modifier la direction de l'écoulement sortant de l'étage précédent.

Une turbine à vapeur comprend un ou plusieurs étages assurent chacun deux fonctions:

- La détente de la vapeur qui correspond à la conversion de l'énergie potentielle en énergie cinétique.
- La conversion de l'énergie cinétique en couple de rotation de la machine par le biais des aubages mobiles.

Les turbines à vapeurs se classe en deux catégories souvent combinées dans une même machine :

I.3.1-Les turbines à action :

Dans ces turbines la détente se fait uniquement dans l'aubages fixes. Elles sont bien adaptées aux étages à forte pression et se prêtent mieux à la régulation de débit. Leur construction est plus couteuse et réserve leur emploi aux premiers étages de la turbine.

I.3.2-Les turbines à réaction :

Dans les turbines à réaction la détente est répartie entre les aubages fixes et mobiles. Le degré de réaction est défini par la répartition de la détente entre les aubages. Elles se prêtent mieux aux étages a basse pression et leurs cout est plus faible.

La réalisation des turbines nécessite le recours à des aciers fortement allies (Cr-Ni-Va) pour résister aux contraintes thermiques, mécaniques (force centrifuge) et chimique (corrosion par la vapeur).

Les deux premières contraintes limitent le diamètre et donc le débit capable des derniers étages. Ainsi des aubes de plus d'un mètre de longueur posent déjà de sérieux problèmes de réalisation.

De plus, l'hétérogénéité radiale des vitesses impose une incidence variable de l'aube qui permet alors une forme gauche dont l'usinage est complexe.

En pratique la température est limitée à 550 ou 580 °c, la pression de l'arbre de 180 bars et atteint 250 bars pour les installations supercritiques.

De ce fait les turbines de forte puissance comprennent généralement sur un même axe (disposition-tandem-compound):

- Une turbine haute pression.
- Plusieurs (2 ou 3) turbines basse pression avec soutirage.
- Il est ainsi possible d'atteindre des puissances de plus de 1000 MW avec un rendement dépassant légèrement 40%.

A l'autre extrémité, les plus petites turbines ont des puissances de quelques dizaines de KW, elles comprennent généralement un seul étage et servent à l'entrainement de machine dans l'industrie ou sur des navires.

Entre les deux existe toute une palette de turbines plus ou moins complexes et adaptées à des usages industriels spécifiques (à soutirage, à contrepression, etc.).

I.4-les rotors des turbines à vapeur:

Il y'a plusieurs facteurs qui déterminent le type de construction utilisé pour toute application particulière de rotor de turbine. Les facteurs les plus importants sont les suivant :

- ✓ Fonctionnement à long terme.
- ✓ Diamètre primitif.
- ✓ La vitesse maximale de fonctionnement.
- ✓ La température de vapeur.

Bien que les rotors des turbines montrent une grande variété dans la taille physique, le diamètre de roue, le nombre de roues et d'autres dispositifs de construction, ils peuvent être classés dans l'une des trois grandes catégories :

1. **Les rotors accumulés :**

   Sont les rotors dont les roues sont montées sur l'arbre (fig.1.1).

2. **Les rotors solides (pleins) :**

   Sont les rotors dans lesquels les roues et l'arbre sont usinées à partir d'une seule pièce intégrante de forge (fig1.2).

3. **Les rotors composés (solides et accumulés) :**

   Sont les rotors dans lesquels certaines roues sont intégrées avec l'arbre et certaines sont montées (fixées) sur l'arbre (fig1.3).

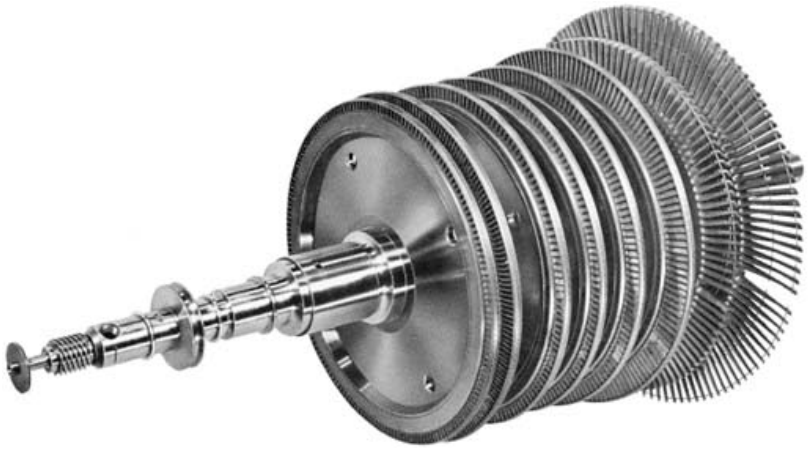


***Fig.1.1**-Rotor accumulé.*

Clicours.COM

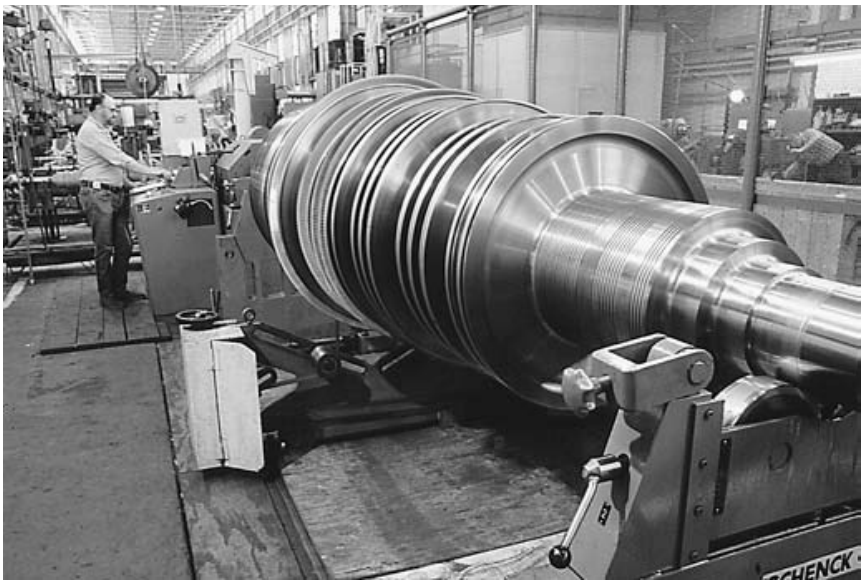


***Fig.1.2**-Rotor Solide.*

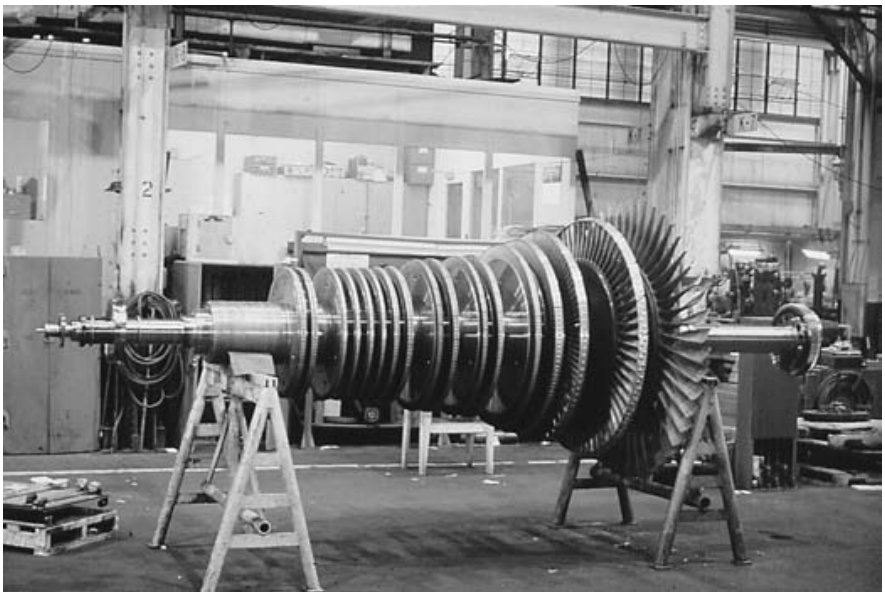


***Fig.1.3**-Rotor composé.*

I.5-Production de l'énergie électrique:

I.5.1-Centrales thermiques :

Elles comportent des groupes formés d'une turbine à vapeur et d'un turbo-alternateur. La vapeur est produite par des chaudières chauffées au charbon pulvérisé ou au mazout.

Le prix de l'installation par kW et de rendement d'un groupe sont d'autant plus favorables que sa puissance est plus grande. On assiste ainsi à une course vers des grandes puissances, puissance limitée seulement par les possibilités technologiques à l'époque de la construction.

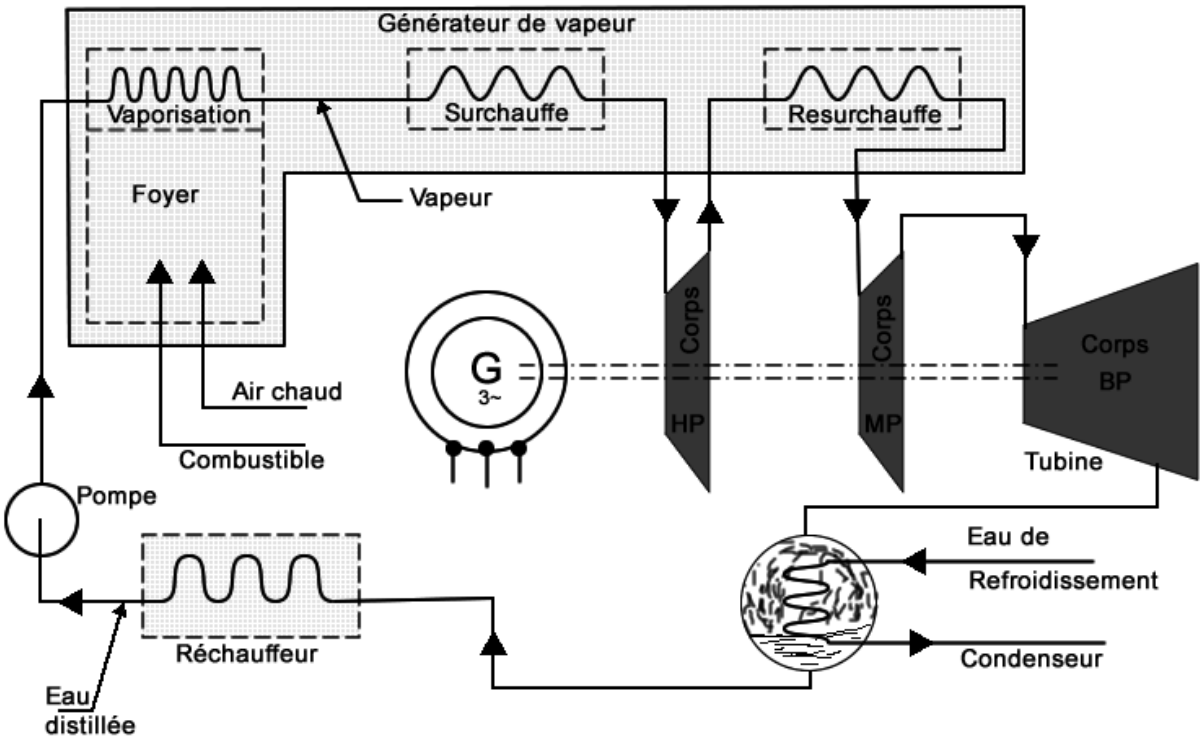


***Fig.1.4** – Schéma général d'une centrale thermique.*

Une centrale est formée de plusieurs groupes ; la centrale de Blénod en Meurthe-et-Moselle comporte quatre groupes de 250 MW, c'est l'une des plus importantes centrales françaises.

Un groupe de 250 MW comprend (fig. 1.5) :

- Un générateur de vapeur, chaudière produisant environ par heure 720 tonnes de vapeur surchauffée à 565°c et 163 bars ;
- Une turbine a vapeur à quatre corps, un à haute pression, un à moyenne pression (34 bars) et deux à basse pression ;
- Un groupe de condenseur et de réfrigérants destinés à abaisser autant que possible la pression de sortie, les débits d'eau de refroidissement peuvent atteindre 30 à 40 000m^3/heure.
- Un alternateur triphasé de 295 MVA à cosφ=0.85, la tension est en général de 20 KV, ce qui correspond à des courants de 7 500 A.

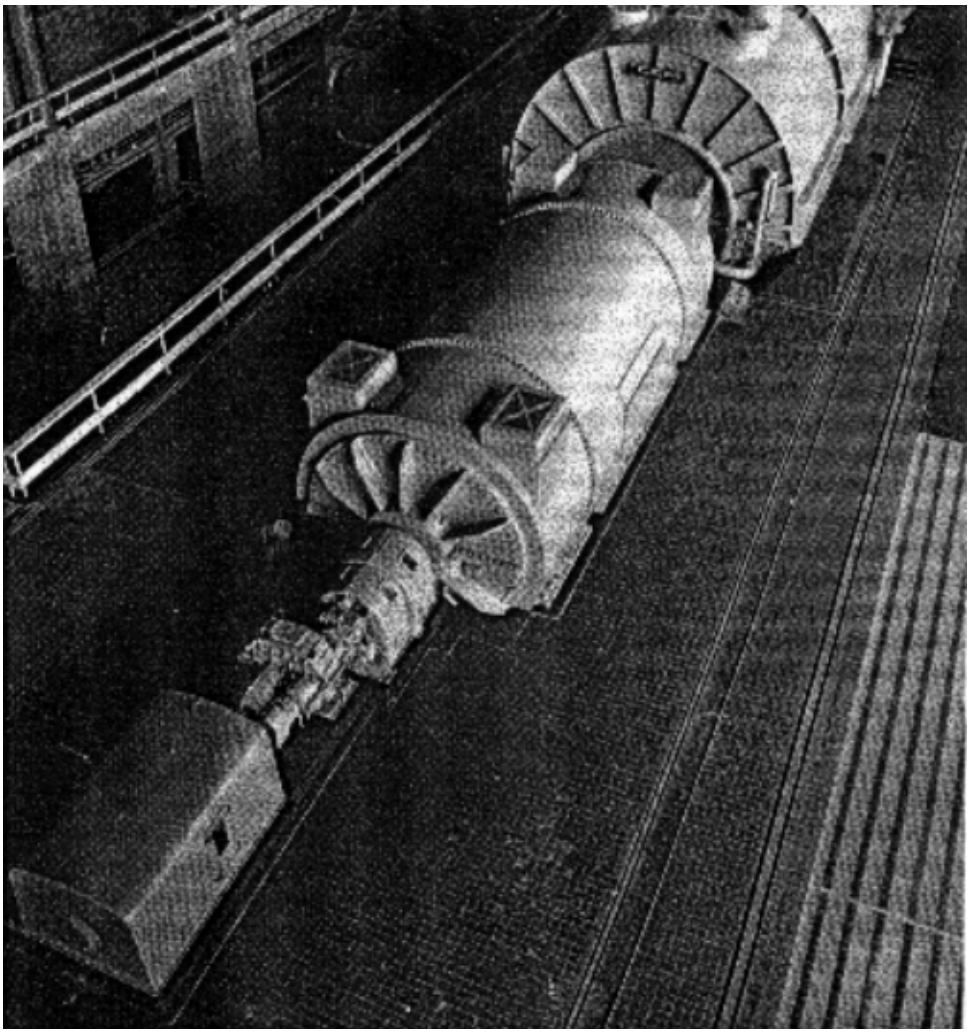


Fig.1.5 – *un groupe de 250 MVA (Cliché C.E.M).*

S'il fonctionne au charbon pulvérisé un tel groupe en consomme à pleine charge 100 tonnes à l'heure, cette consommation dépend de qualité du charbon. De très nombreux groupes utilisent un fuel combustible.

Une centrale nucléaire est une centrale thermique dans laquelle le générateur de vapeur est un réacteur nucléaire. L'apport de l'énergie d'origine nucléaire reste encore modeste, quelques pour cent, mai un grand développement apparaît comme certain.

Un petit nombre de centrales thermiques est équipé de turbines à gaz, d'autre emploient les gaz pauvres produits par la sidérurgie dans des moteurs à pistons, leur puissance reste limitées.

I.5.2-Description du processus

La chaleur qui se dégage de la vapeur chauffée se transforme en énergie mécanique dans la turbine. La turbine comporte trois corps : le corps haute pression, le corps moyenne pression et le corps basse pression. La vapeur fraîche fournie par la chaudière est d'abord acheminée vers le corps haute pression. Elle est chauffée dans la chaudière pour actionner ensuite les aubes de la turbine dans le corps moyenne et basse pression.

Les aubes deviennent de plus en plus grandes dans les corps haute et basse pression de façon à ce que la vapeur puisse transmettre son énergie de manière optimale au fur et à mesure que la température et la pression baissent. Après évacuation au niveau du corps basse pression, la vapeur a une température de 40 °C et une pression d'environ 0,1 bar. Elle est alors acheminée vers le condenseur principal. La vapeur d'alimentation destinée au réchauffement de l'eau d'alimentation provient également des corps moyenne et basse pression. Divers équipements sont requis pour les circuits de refroidissement et de lubrification.

Conclusion:

Pour toute analyse d'un système de puissance il est important d'étudier les éléments composant ce système. La turbine est une partie intégrante de tout système turboalternateur. L'étude générale de la turbine est une étape importante dans l'analyse de la stabilité de ces systèmes, les oscillations subsynchrones sont des phénomènes perturbateurs de la stabilité.

Chapitre II:

Etudes des oscillations subsynchrones.

II.1-Introduction :

Dans l'analyse de la performance dynamique d'un système de puissance, le rotor d'une turbine est supposé être composé d'une seule masse. Une telle présentation explique l'oscillation de l'ensemble turbine-générateur. La fréquence de ce mode d'oscillation est habituellement comprise entre 0.2 à 2Hz. En réalité le rotor d'une turbine à vapeur a une structure mécanique très complexe, composée de plusieurs masses prédominantes (comme les rotors des différentes sections de la turbine, le rotor du générateur, accouplement, et le rotor de l'excitatrice) connectées par des arbres de rigidité finie. Par conséquent, lorsque le générateur est perturbé, des oscillations de torsion résultent entre les différentes sections du rotor du groupe turbine- générateur.

Les oscillations de torsion dans la gamme subsynchrone pourraient, sous certaines conditions, interagir avec le système électrique de façon défavorable. Des problèmes particuliers liés à des oscillations de torsion sont les suivants:

- Interaction tortionnelle avec les systèmes de contrôles électriques.
- Résonance subsynchrone dans les lignes de transmission comportant des condensateurs de compensation en série.
- Exposition à la fatigue tortionnelle due à la commutation réseau.

Les caractéristiques de torsion des unités hydroélectriques sont telles que l'interaction avec le système de commandes ou réseau de transmission n'a pas été une source de préoccupation.

Ce chapitre décrit les caractéristiques et la modélisation d'un système d'arbre de turbine-alternateur et discute les divers problèmes liés à des oscillations de torsion subsynchrone qui doivent être examinées dans la conception des systèmes de puissances.

II.2-Caractéristiques torsionnelles de turbine-alternateur:

II.2.1-Modèle du système d'arbre :

Le rotor d'une unité de production thermique est un système mécanique complexe. Il peut dépasser 50 mètre de longueur et peser plusieurs centaines de tonnes. Le rotor contient des sections d'arbre usinées de différentes tailles et raccords qui sont soit intégrés ou fondus sur et assortie à celle du rotor. Les sections de la turbine contiennent des disques, des aubes, et d'autres petits composants. Le générateur comprend des fentes de bobine et anneaux de retenue. Un tel système a un grand nombre de modes de vibration tortionnelles au-dessus et au-dessous de la fréquence nominale. Un modèle du système du rotor serait nécessaire pour tenir compte de la gamme complète des oscillations tortionnelles. Cependant, le problème dû à l'interaction entre le système électrique et le système mécanique du rotor se fait principalement dans la gamme de fréquences subsynchrones. Cela permet la représentation du système rotor par un simple modèle de masse pour les études du système d'interaction électrique.

La figure 2.1 présente la structure typique d'un modèle avec masses concentrées d'une unité de production entraînée par une turbine. Les cinq masses de torsion représentent les rotors du générateur, deux sections à basse pression (LP), une section à pression intermédiaire (IP), et une section à haute pression (HP). L'unité de production est supposée avoir une excitation statique. Pour une unité avec une excitation en rotation entraînés par le même système d'arbre, il y aura une masse supplémentaire représentant le rotor de l'excitatrice (voir l'exemple illustré à la figure 2.6).

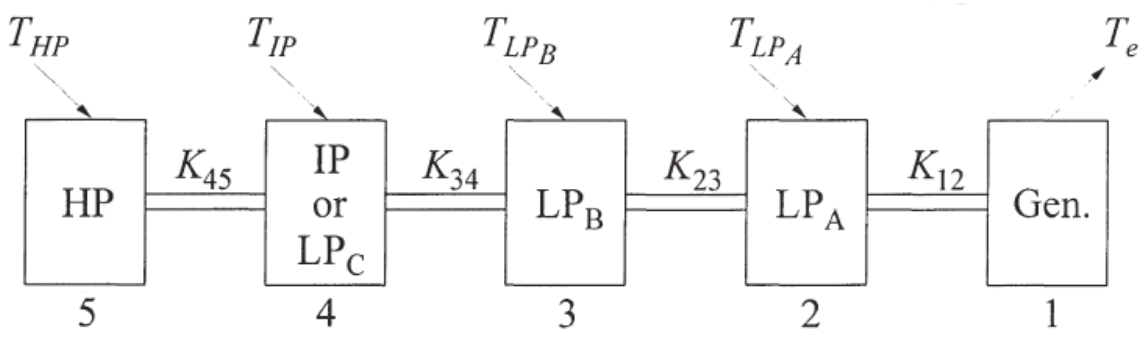


Fig.2.1 *Structure typique d'un modèle d'arbre avec masses concentrées*

En développant les équations mathématiques du système d'arbre, on utilise la notation suivante :

$T_{HP}, T_{IP}, T_{LP_A}, T_{LP_B}$ Sont les couples mécaniques développés par les sections respectives de turbine en pu

T_e = Couple d'entre fer du générateur en pu

ω_0 = Vitesse nominal en [rad/s] électrique $\omega_0 = 2\pi f_0$.

ω_{0m} = Vitesse nominal en [rad/s] mécanique $\omega_{0m} = \left(\frac{2}{p}\right)\omega_0$.

p = Nombre de paire de pôles.

ω_i = Vitesse de la masse i en [rad/s] électrique.

δ_i = Position angulaire de la masse i en [rad] électriques par rapport à une référence en rotation synchrone = $\omega_i t - \omega_0 t + \delta_{i0}$

$\Delta\omega_i$ = Déviation de la vitesse de la masse i en pu = $(\omega_i - \omega_0)/\omega_0$

D = Coefficient ou facteur d'amortissement

H = Constante d'inertie en [MW.s/MVA]

K = Rigidité en torsion d'arbre en [PU couple/rad électrique]

t = Le temps en seconds

II.2.2-Définition des paramètres du système d'arbre :

Les caractéristiques dynamiques du système d'arbre sont définies par trois séries de paramètres :

1. H Constante d'inertie des masses individuelles.
2. K Rigidité en torsion des sections d'arbre reliant les masses adjacentes.
3. D coefficient d'amortissement associé à chaque masse.

Ce qui suit est une description de chacun des paramètres.

cliCours.com

II.2.2.1-Constante d'inertie H :

L'inertie attribuée à chaque masse du rotor comporte sa part d'inertie de l'arbre. Les aubes de turbine sont supposées rigidement fixées sur le rotor. Si le moment d'inertie d'une masse du rotor est en **J.kg.m²**, la constante d'inertie H par unité est donnée par :

$$H = J.\frac{1}{2}.\frac{\omega_{0m}^2}{VA_{base}} = J\frac{1}{2}\frac{[2\pi N/60]^2}{VA_{base}} \qquad (1)$$

II.2.2.2-Rigidité en torsion K :

Pour une tige de section uniforme qui subie une déformation élastique, la rigidité de torsion est donnée par :

$$K = \frac{GF}{l} \qquad (2)$$

Avec :

G = module de rigidité de la matière de l'arbre.

F = facteur de forme qui définit la propriété géométrique.

l = longueur de l'arbre.

Pour un arbre plein de section circulaire de diamètre d,

$$F = \frac{\pi d^4}{32} \qquad (3)$$

La rigidité en torsion définit la relation entre le couple transmis et la torsion angulaire entre les deux extrémités de l'arbre :

$$T = K\theta \qquad (4)$$

Avec :

- T = couple, [N.m]
- θ = angle de torsion, [rad]
- K = rigidité en torsion, [N.m/rad]

Dans un rotor d'une turbine-générateur, chaque travée d'arbre se compose de plusieurs sections de diamètres différents. La rigidité en torsion de chaque section est déterminée et puis une rigidité équivalente est calculée comme suit :

$$\frac{1}{K_{total}} = \sum \frac{1}{K_i} \qquad (5)$$

Pour l'étude de la représentation des systèmes d'arbres de turbine-générateur des réseaux électriques les angles sont exprimés en radians électriques (ou degrés). Avec le nombre de pôles du champ du générateur égal à p.

$$\theta_{rad\,.élect} = \frac{\theta_{rad\,.méc} * p}{2} \qquad (6)$$

Dans les études de système, le couple est normalement exprimé en unité avec le couple de base égale à

$$T_{base} = \frac{VA_{base}}{\omega_{0m}} = VA_{base}\,\frac{p}{2\omega_0} \qquad (7)$$

La rigidité en torsion est alors donnée par

$$K_{pu\,/rad\,.élect} = \frac{K_{\,N.m\,/rad\quad méc}}{\frac{p}{2}.T_{base}}$$

$$= \frac{K_{N.m\,/rad\quad méc}}{VA_{base}}\left(\frac{4\omega_0}{p^2}\right) \qquad (8)$$

II.2.2.3-Coefficient d'amortissement ou facteur *D*

Il existe un certain nombre de sources qui contribuent à l'amortissement des oscillations de torsion :

a) Les forces de vapeur sur les aubes de turbine. L'oscillation des aubes de turbine à débit de vapeur est en régime permanant introduit l'amortissement. En première approximation, cela peut être représenté comme étant proportionnelle à la variation de vitesse de la section de turbine respective.
b) L'hystérésis de matériau de l'arbre. Lorsque l'interconnexion des tronçons d'arbre est soumise à une force de torsion, l'amortissement est introduit en raison de l'hystérésis mécanique de matériau d'arbre, car il subit des variations de contrainte cyclique.
c) Sources électriques. Générateur, excitatrice, et les réseaux de transport contribuent à l'amortissement des oscillations.

Clicours.COM

Les degrés d'amortissement associés à des oscillations de torsion sont très petits et sont fonction de la sortie du turbine-générateur. Les constantes de temps liées à la décroissance des oscillations de torsion varient de 4 à 30 secondes.

Les différents mécanismes qui contribuent à l'amortissement tortionnelle sont complexes et leurs contributions sont difficiles à prévoir. Il y a un degré élevé de variabilité dans le mode d'amortissement tortionnelle, même parmi les unités similaires. Le meilleur moyen de déterminer les niveaux réels d'amortissement est par des tests de positions.

Dans notre modèle du système d'arbre, nous supposerons que toutes les sources d'amortissement peuvent être représentées en termes de couples d'amortissement proportionnel aux écarts de vitesse des masses individuelles, les couples d'amortissement entre les rotors sont supposés négligeables.

II.2.3-Equations de système d'arbre

Nous allons illustrer l'élaboration d'équations des masses individuelles en considérant les rotors du générateur et la turbine LP_A représentée sur la figure 2.2.

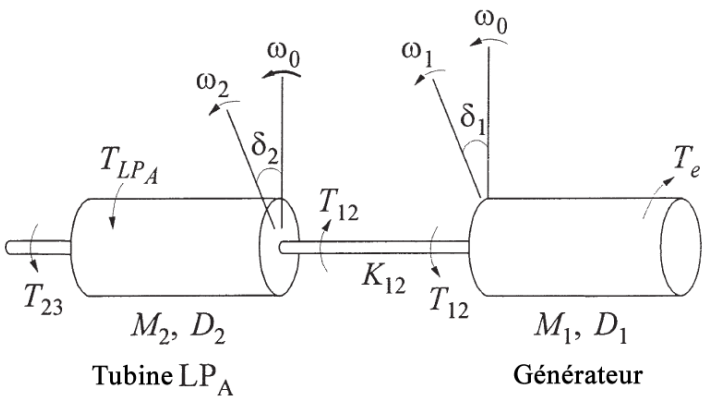


Figure 2.2 *représentation des rotors du générateur et la turbine*

Les différents éléments de couple associé au rotor du générateur sont les suivantes :

Couple d'entrée $= T_{12} = K_{12}(\delta_2 - \delta_1)$

Couple de sortie $= T_e$

Couple d'amortissement $= D_1(\Delta\omega_1)$

Couple d'accélération $= T_a = T_{12} - T_e - D_1(\Delta\omega_1)$

Les équations du mouvement du rotor du générateur sont :

$$2H_1 \frac{d(\Delta\omega_1)}{dt} = T_a = K_{12}(\delta_2 - \delta_1) - T_e - D_1(\Delta\omega_1)$$

$$\frac{d(\delta_1)}{dt} = (\Delta\omega_1)\omega_0$$

De même, les équations de la section LP_A sont données par :

Couple d'entrée $= T_{LP_A} + T_{23} = T_{LP_A} + K_{23}(\delta_3 - \delta_2)$

Couple de sortie $= T_{12} = K_{12}(\delta_2 - \delta_1)$

Couple d'amortissement $= D_2(\Delta\omega_2)$

Equations du mouvement :

$$2H_2 \frac{d(\Delta\omega_2)}{dt} = T_{LP_A} + K_{23}(\delta_3 - \delta_2) - K_{12}(\delta_2 - \delta_1) - D_2(\Delta\omega_2)$$

$$\frac{d(\delta_2)}{dt} = (\Delta\omega_2)\omega_0$$

Les équations du système du rotor complet de la figure 2.1 peuvent être résumées comme suit :

GEN:

$$2H_1 \frac{d(\Delta\omega_1)}{dt} = T_a = K_{12}(\delta_2 - \delta_1) - T_e - D_1(\Delta\omega_1)$$

$$\frac{d(\delta_1)}{dt} = (\Delta\omega_1)\omega_0$$

LP_A **:**

$$2H_2 \frac{d(\Delta\omega_2)}{dt} = T_{LP_A} + K_{23}(\delta_3 - \delta_2) - K_{12}(\delta_2 - \delta_1) - D_2(\Delta\omega_2)$$

$$\frac{d(\delta_2)}{dt} = (\Delta\omega_2)\omega_0$$

LP_B **:**

$$2H_3 \frac{d(\Delta\omega_3)}{dt} = T_{LP_B} + K_{34}(\delta_4 - \delta_3) - K_{23}(\delta_3 - \delta_2) - D_3(\Delta\omega_3)$$

$$\frac{d(\delta_3)}{dt} = (\Delta\omega_3)\omega_0 \qquad \textbf{(2.4)}$$

IP **:**

$$2H_4 \frac{d(\Delta\omega_4)}{dt} = T_{IP} + K_{45}(\delta_5 - \delta_4) - K_{34}(\delta_4 - \delta_3) - D_4(\Delta\omega_4)$$

$$\frac{d(\delta_4)}{dt} = (\Delta\omega_4)\omega_0$$

HP **:**

$$2H_5 \frac{d(\Delta\omega_5)}{dt} = T_{HP} - K_{45}(\delta_5 - \delta_4) - D_5(\Delta\omega_5)$$

$$\frac{d(\delta_5)}{dt} = (\Delta\omega_5)\omega_0$$

Lors d'un régime transitoire, le couple de l'entre fer du générateur est déterminée par la dynamique du générateur et le réseau électrique auquel il est connecté, les couples générés par les différents sections de la turbine ($T_{HP}, T_{IP}, T_{LP_A}, T_{LP_B}$) dépendent de la dynamique de la turbine à vapeur et de son système de régulation.

II.2.3.1-Etude d'un système:

Etudions un modèle à cinq masses torsionnelles (fig.2.1) dont les données sont de 960MVA, 24KV, 0.9pf, 1800tr/min (4 pôles), d'une unité nucléaire avec une excitation statique sont comme suit :

Masse Nu.	Rotor	Fraction de puissance*	WR^2 $lb.ft^2$	Section d'arbre	Rigidité en torsion lb.ft/rad
1	GEN	-	1 114 382	$GEN - LP_A$	279 823 373
2	LP_A	0.24	1 831 389	$LP_A - LP_B$	235 204 647
3	LP_B	0.24	1 830 972	$LP_B - LP_C$	207 786 864
4	LP_C	0.24	1 830 417	$LP_C - HP$	133 530 219
5	HP	0.28	225 240		

**fraction de la puissance totale générée par les sections respectives de la turbine à l'état stable (régime permanent).*

Pour ce modèle nous allons déterminer :

- La constant d'inertie H en [MVs/MVA] pour chacune des cinq masses.
- La constante de torsion K en pu pour chaque section d'arbre.
- La valeur en régime permanent du couple transmis par chaque section d'arbre.
- L'angle de déplacement entre le générateur et la turbine HP quand le générateur fonctionne à puissance nominal.

Le moment d'inertie de la section HP (masse 5) est :

$$J_5 = (WR^2\ lb.ft^2)\frac{1.356}{32.2} = 225240 * \frac{1.356}{32.2} = 9485.3\ Kg.m^2.$$

La constante d'inertie correspondante est :

$$H_5 = \frac{1}{2}J\left(\frac{2\pi\frac{r}{m}}{60}\right)^2 \frac{1}{VA\ rating} = \frac{1}{2} * 9485.3\left(\frac{2\pi.1800}{60}\right)^2 \frac{1}{960\ .10^6}$$

$$H_5 = 0.1755\ MW.s/MVA$$

De la même manière les constantes d'inerties dans les autres masses sont :

Section LP_C : $H_4 = 1.4270$

Section LP_B : $H_3 = 1.4275$

Section LP_A : $H_2 = 1.4278$

Générateur : $H_1 = 0.8688$

La constante de torsion de l'arbre entre HP et LP_C est :

K_{45} = 1.356 K lb.ft/rad

= 1.356 * 133530219

= 181 066 980 N.m/rad.méc

En pu couple/rad électrique on aura :

$$K_{45} = \frac{181066980}{VA_{base}}\left(\frac{4\omega_0}{p^2}\right) = \frac{181066980}{VA_{base}}\left(\frac{4*377}{4^2}\right)$$

K_{45} = 17.78 pu couple/élect.rad

Les constante de torsion des autres sections de l'arbre exprimés en pu couple/rad.élect sont :

$LP_C - LP_B$ K_{34} = 27.66

$LP_B - LP_A$ K_{23} = 31.31

$LP_A - GEN$ K_{12} = 37.25

Le couple électromagnétique de l'entre fer T_e par unité sur 960 MVA comme base est 0.9.

Les couples développés par les différentes sections de la turbine sont :

$$T_{LPA} = T_{LPB} = T_{LPC} = 0.29 * 0.9 = 0.216\ pu$$

$$T_{HP} = 0.28 * 0.9 = 0.252\ pu$$

Le couple transmis par la section d'arbre entre le générateur et LP_A est :

$$T_{12} = T_e = 0.9\ pu$$

Par conséquent l'angle avec lequel le rotor LP_A entraîne le rotor du générateur est :

$$\delta_{21} = \delta_2 - \delta_1 = \frac{T_{12}}{K_{12}} = \frac{0.9}{37.25} = 0.02416\ rad.élect$$

Le couple transmis par l'arbre entre les sections $LP_A\ et\ LP_B$ est :

$$T_{23} = T_{12} - T_{LPA} = 0.9 - 0.216 = 0.684\ pu$$

D'où

$$\delta_{32} = \delta_3 - \delta_2 = \frac{T_{23}}{K_{23}} = \frac{0.864}{31.31} = 0.02185\ rad.élect$$

De même manière :

$$\delta_{43} = \delta_4 - \delta_3 = \frac{T_{34}}{K_{34}} = \frac{(0.684-0.216)}{27.66} = 0.01692\ rad.élect$$

Et

$$\delta_{54} = \delta_5 - \delta_4 = \frac{T_{45}}{K_{45}} = \frac{0.252}{17.78} = 0.01417\ rad.élect$$

Ainsi le rotor de la section HP entraîne le rotor du générateur par :

$$\delta_5 - \delta_1 = \delta_{54} + \delta_{43} + \delta_{32} + \delta_{21}$$

= 0.01417 + 0.01692 + 0.02185 + 0.02416

= 0.0771 rad.élect

= 4.42 degree.elect

II.2. 4-Fréquences naturelles de torsion et les modes de vibration :

Les fréquences naturelles et les modes de vibration peuvent être déterminés en utilisant la technique d'analyse modale. Cela nécessite l'écriture d'équations (2.4) sous forme d'équations d'état :

$$\dot{X} = AX$$

Pour une petite perturbation, le couple de l'entre fer de générateur peut être exprimé comme si K_S est le coefficient de couple synchronisant. Les équations linéarisées du système du rotor peuvent être facilement écrites par l'inspection des équations (2.4). Par exemple, les équations du rotor du générateur sont :

$$\frac{d(\Delta\omega_1)}{dt} = \frac{D_1}{2H_1}(\Delta\omega_1) - \frac{K_{12} + K_S}{2H_1}(\Delta\delta_1) + \frac{K_{12}}{2H_1}(\Delta\delta_2)$$

$$\frac{d(\Delta\delta_1)}{dt} = \omega_0(\Delta\omega_1)$$

Et les équations de la section LP_A de turbine sont :

$$\frac{d(\Delta\omega_2)}{dt} = \frac{K_{12}}{2H_2}(\Delta\delta_1) - \frac{D_2}{2H_2}(\Delta\omega_2) - \frac{K_{12} + K_{23}}{2H_2}(\Delta\delta_2) + \frac{K_{23}}{2H_2}(\Delta\delta_3)$$

$$\frac{d(\Delta\delta_2)}{dt} = \omega_0(\Delta\omega_2)$$

Ici, nous avons supposé que le couple mécanique T_{LP_A} développé par la section de turbine est constant. Les variables d'état sont donc les écarts de vitesse $\Delta\omega_i$ et l'angle du rotor $\Delta\delta_i$ avec i allant de 1 à 5. Les éléments de la matrice d'état A du système du rotor dépendent des coefficients de rigidité en torsion, les constantes d'inertie des masses individuelles et le coefficient du couple synchronisant du générateur K_S .

Les valeurs propres de A donnent les fréquences propres du système d'arbre. Les vecteurs propres correspondants donnent le mode de vibration, à savoir l'activité relative d'une variable d'état dans un mode donné.

II.2.5-Exemples des caractéristiques tortionnelles :

La Fig.2.3 montre les fréquences naturelles et les modes de vibration d'un rotor de 555MVA, 3600tr/min, d'un générateur avec excitation statique. Elle montre aussi les constantes d'inerties des masses et les constantes de torsion des sections connectées à ces masses. Le

coefficient du couple synchronisant (rigidité de torsion électrique) K_s est supposé être égale à 1.98 pu couple/rad. Les coefficients d'amortissement sont supposés négligeables, ils n'ont pas d'effets sur le calcul des fréquences naturelles (propres) ou les modes de vibration.

Puisque nous avons considéré un rotor avec 5 masses, il y'a 5 modes d'oscillation. Les fréquences propres comme donnés par les composante imaginaires des valeurs propres de la matrice A sont : 1.67 Hz, 1.67 Hz, 16.35 Hz, 24.10 Hz, 30.30 Hz, et 44.0 Hz.

H [MW.s/MVA]	0.124	0.232	1.155	1.192	0.855
K [pu couple/rad]	21.8	48.4	75.6	62.3	1.98

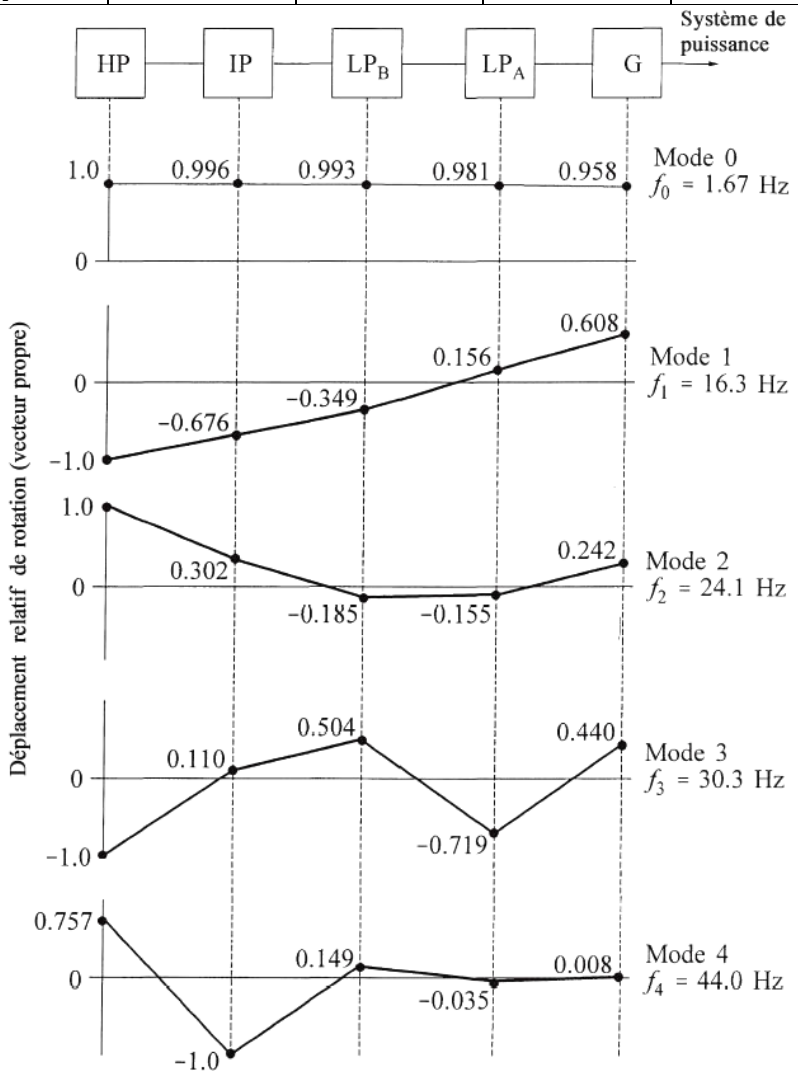


Fig.2.3 *fréquences propres et modes de vibration d'une turbine à vapeur d'un générateur de 55MVA, 6300tr/min.*

Les déplacements relatifs de rotation des masses individuelles pour chaque mode d'oscillation sont donnés par le vecteur propre droit de la valeur propre correspondante. Les éléments du

vecteur propre associés soit aux écarts de vitesse ou aux écarts d'angle peuvent être utilisés. Dans les graphes de la figure 2.3, chaque vecteur propre a été normalisé de sorte que son plus grand élément soit égal à 1.0.

Le mode de 1,67 Hz représente l'oscillation du rotor entier contre le réseau électrique. C'est le mode considéré dans les études de stabilité du système. Il dépend du coefficient de couple synchronisant K_S et la somme des constantes d'inerties de toutes les masses du rotor. Comme on le voit par le mode de vibration, tous les cinq masses participent à peu près également dans ce mode.

Les autres quatre modes représentent les modes d'oscillation tortionnelles. Le premier mode de torsion a une fréquence naturelle de 16.3 Hz. Il a une inversion de polarité dans le mode de vibration. Les polarités des éléments du vecteur propre associés aux rotors du générateur et la section LP_A sont opposées à ceux associés avec les rotors des sections LP_B, IP et HP Cela indique que le rotor de générateur et le rotor de la section LP_A oscillent contre les trois autres rotors lorsque ce mode est excité.

Le second mode de torsion à une fréquence naturelle de 24.1 Hz, et son mode de vibration possède deux inversions de polarité. Le troisième mode de torsion, avec une fréquence naturelle de 30.3 Hz, possède trois inversions de polarité dans son mode de vibration. Finalement, le quatrième mode de torsion, avec une fréquence naturelle de 44.0 Hz, possède un mode de vibration avec quatre inversions de polarités.

Dans la figure 2.3, dans le quatrième mode de torsion les rotors du générateur et la section LP_A ont des amplitudes de déplacement relatif de rotation très faibles. Cela signifie que ce mode ne peut pas être facilement excité par l'application des couples aux rotors du générateur et la turbine LP_A

Dans le cas général, un rotor avec n masses possède (n-1) mode de torsion. Le Iième mode de torsion a la Iième plus haute fréquence de torsion, et son mode de vibration possède i inversions de polarité.

Les figures de 2.4 à 2.6 fournies d'autres exemples de caractéristiques de torsion. Seuls les modes de torsion sont représentés, et le mode du système est omis.

La caractéristique de torsion de la figure 2.4 est celle de l'unité nucléaire considérée dans l'exemple 2.1 (960MVA, 1800tr/min, 4 pôles). Cette unité possède une section HP et trois sections LP. Ses fréquences de torsion sont 8.4 Hz, 15.2 Hz, 20.3 Hz, et 23.6 Hz.

La figure 2.5 montre les caractéristiques tortionnelles d'une unité au charbon à excitation statique (191MVA, 3600tr/min, 2 pôles). Elle possède trois sections de turbine HP, IP et LP. Par

conséquent, le rotor est représenté par quatre masses concentriques. Les fréquences de torsion principales sont : 22.4 Hz, 29.6 Hz et 52.7 Hz.

La figure 2.6 représente les caractéristiques tortionnelles d'une unité de 635MVA, 1800tr/min, 4 pôles, avec une excitatrice tournante. Le rotor est représenté par six masses concentriques.

H [MW.s/MVA]	0.176	1.427	1.428	1.428	0.869
K [pu couple/rad]	17.78	27.66	31.31	37.25	

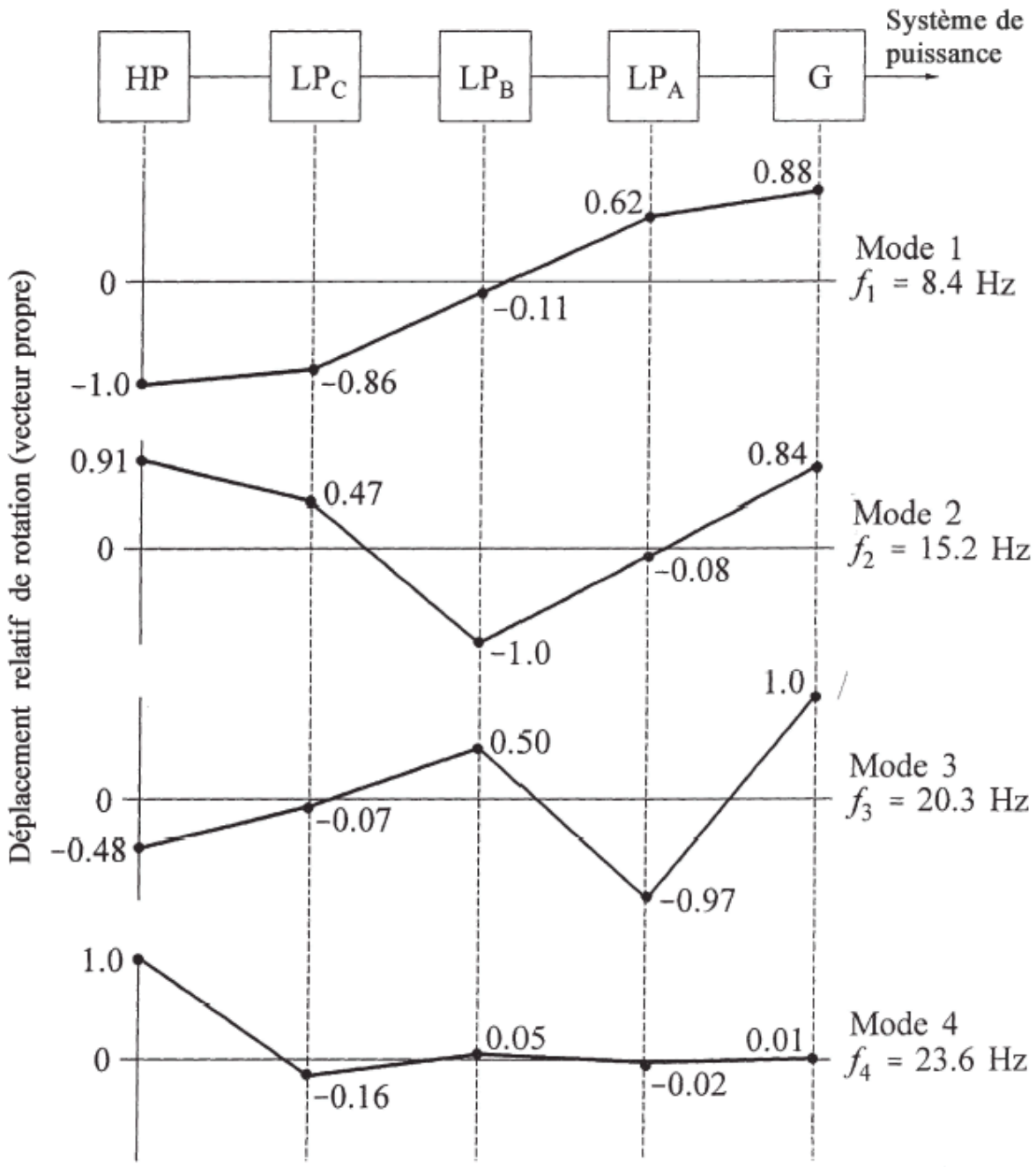


Fig.2.4 *fréquences propres et modes de vibration d'une turbine à vapeur d'un générateur de 960MVA, 1800tr/min.*

Clicours.COM

H [MW.s/MVA]	0.099	0.337	3.68	0.946
K [pu couple/rad]	37.95	81.91	82.74	

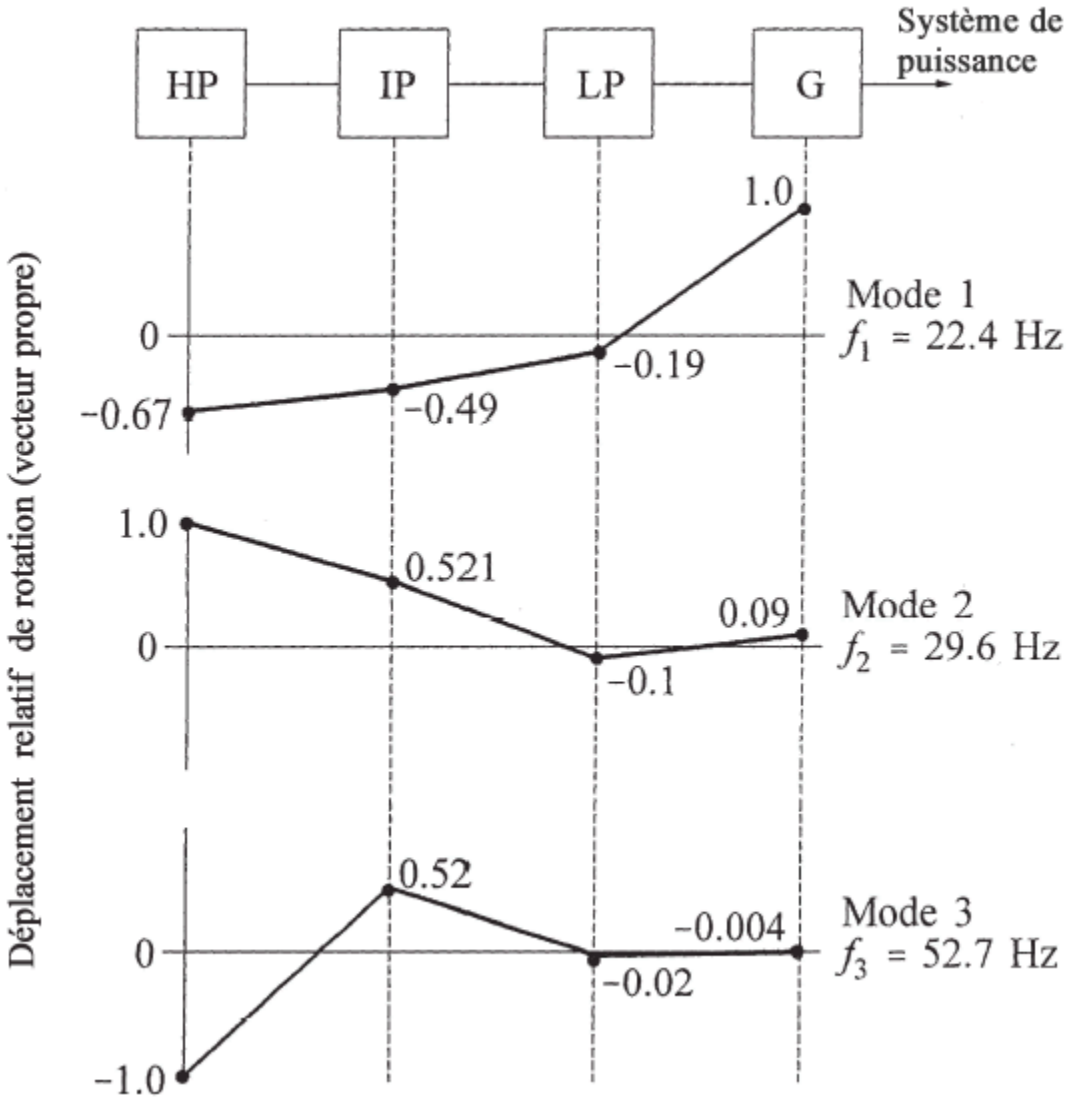


Fig.2.5 *fréquences propres et modes de vibration d'une turbine à vapeur d'un générateur de 191MVA, 3600tr/min.*

H [MW.s/MVA]	0.254	0.983	1.001	1.009	1.035	0.013
K [pu couple/rad]	13.9	18.2	25.2	54.9	5.7	

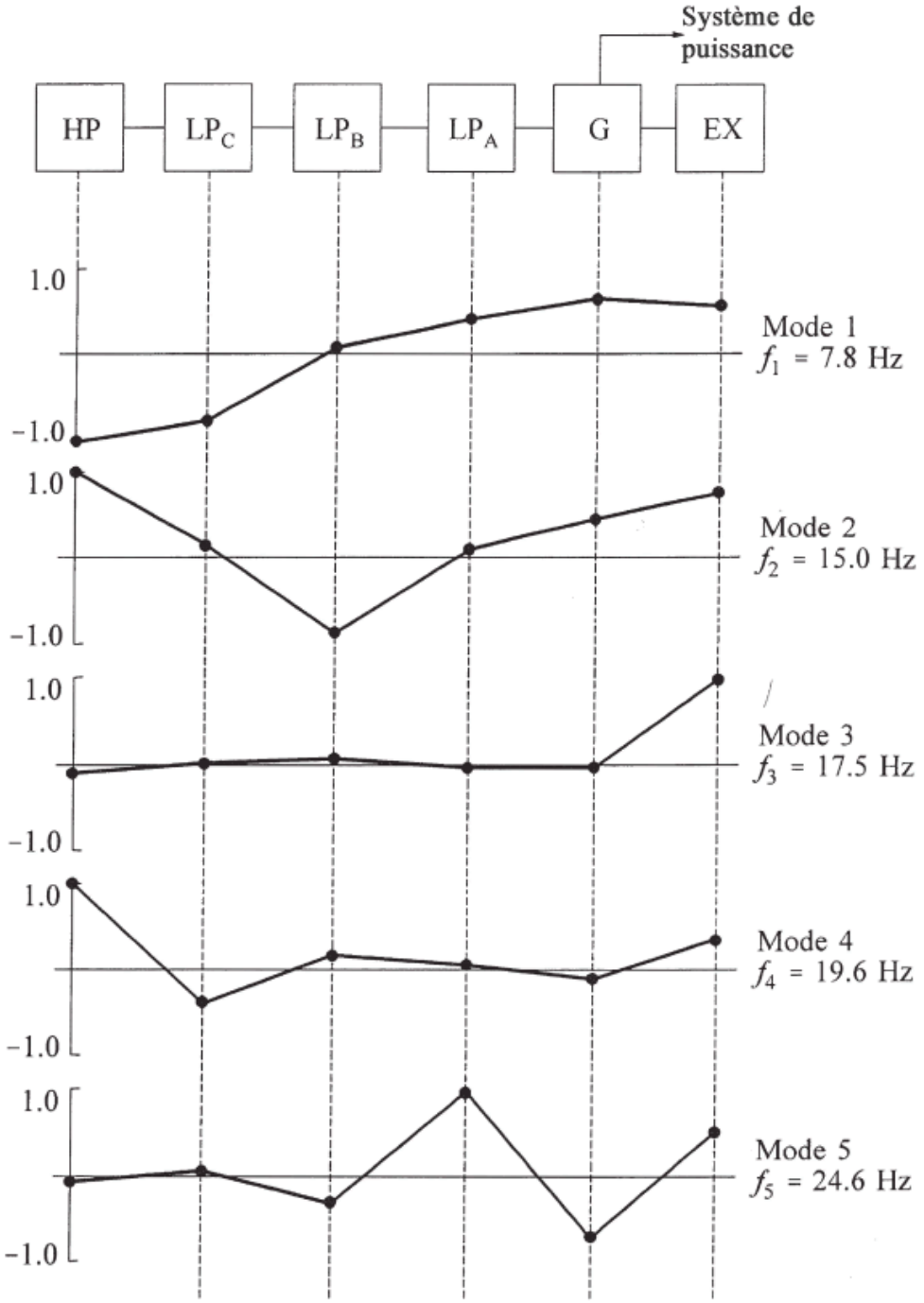


Fig.2.6 *fréquences propres et modes de vibration d'une turbine à vapeur d'un générateur*

Chapitre III:

Etude par simulation de la résonance subsynchrone.

III.1-Introduction :

A fin d'étudier la résonance subsynchrone d'un système, nous nous somme appuyés sur les résultats d'un article publier par l'IEEE dont le titre : « Second benchmark model for computer simulation of subsynchronous resonance VOL PAS-104, $N^0$5. 1985 pp 1057-1066. ».

Nous présentons dans ce chapitre les résultats d'une étude théorique de ce système dans le tableau III.3 le système est un model de turbine-alternateur qui consiste en générateur relie à deux ligne dont l'une est a compensation série.

III.2-Schéma du système :

La figure suivante montre la représentation électrique du système de puissance étudié.

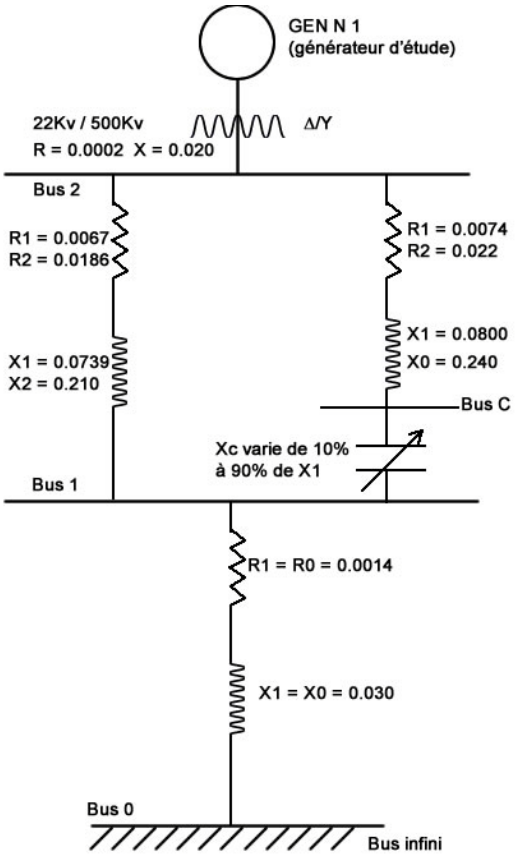


Fig.3.1 *représentation électrique du système étudié*

III.3- Résumé des résultats d'EMTP pour les cas d'amplification du couple :

Nous donnons seulement les résultats de l'article des différents cas pour pouvoir comparer nos résultats de simulation. Le cas qui nous intéresse est le cas 1A que nous avons simulé.

CAS N°	Temps d'élimination du défaut en (s)	Couples en pu $(p-p)^4$			Tensions crêtes de condensateur			Ecart crête de vitesse en % sur 377rad/s de base			Séquence d'élimination du défaut	Courant du défaut en Ampère
		EX – GEN	GEN-LP	LP-HP	Phase A	Phase B	Phase C	EX	GEN	HP		
1A	0.017	0.101	4.02	1.97	409	464	346	3.32	1.51	2.42	C, B, A	9.254
B	0.020	0.115	3.50	1.52	412	437	384	3.32	1.37	1.93	A, C, B	11.193
C	0.023	0.139	3.09	1.21	410	734	362	3.78	1.27	1.67	C, B, A	9.903
D	0.030	0.144	2.98	1.15	410	437	362	3.90	1.23	1.62	B, A, C	9.903
E	0.040	0.141	1.16	0.69	410	437	362	3.29	0.90	0.91	C, B, A	9.903
F	0.050	0.148	1.44	0.82	410	437	362	3.50	0.90	1.04	C, B, A	9.903
G	0.060	0.145	3.00	1.29	410	437	362	3.89	1.21	1.71	B, A, C	9.903
H	0.067	0.147	3.06	1.37	410	437	362	4.00	1.24	1.81	C, B, A	9.903
R	0.017	0.091	1.73	1.02	0	0	0	2.42	0.80	1.24	C, B, A	9.903

Note : ce qui suit s'applique à tous les cas.

1. La tension de la phase A aux bornes du générateur a été à sa valeur crête au moment d'application du défaut.
2. Zéro MW de charge (essai en déwatté) sur la machine au moment d'application du défaut.
3. 3-0, 0.1 mH du défaut appliqué et un couple électrique de valeur crête égale à 3.06 pu est obtenu.
4. P-P/2 est un demi de la valeur crête à crête

III.4-Présentation du système de simulation

Le système présente un modèle d'une turbine à vapeur incluant un système de commande de vitesse. L'ensemble turbine, arbre et régulateurs sont présentés par la figure suivante :

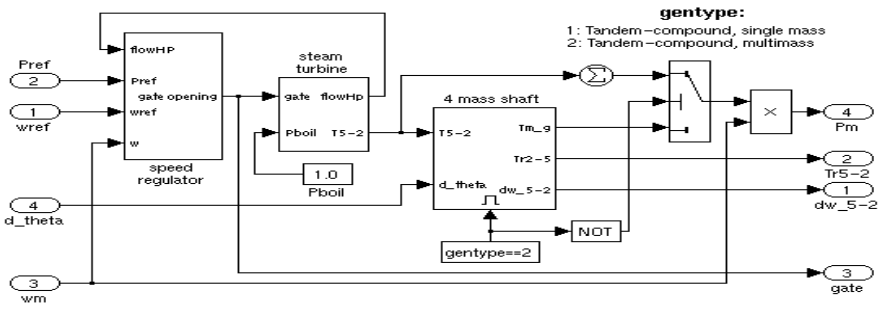


Fig.3.2 *modèle d'une turbine à vapeur avec régulateur de vitesse.*

Le système de commande de vitesse se compose d'un régulateur proportionnel, un relais de vitesse, et un servomoteur commandant l'ouverture de la vanne est représenté par la figure suivante :

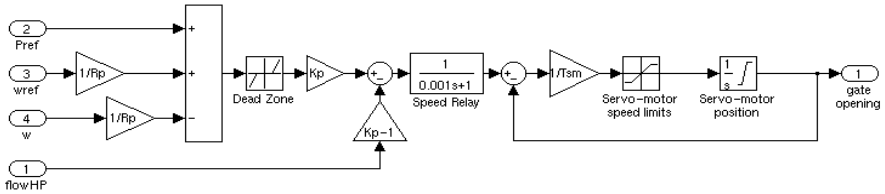


Fig.3.3 *modèle de régulateur de vitesse.*

La turbine à vapeur est constituée de quatre étages. Chacun est modélisé par une fonction de transfert de premier ordre. Le premier étage représente le corps ou est produite la vapeur tandis que le 2eme, le 3eme et le 4eme sont les surchauffeurs. Les fractions F2 à F5 sont utilisées pour distribuer la puissance de la turbine aux différents étages de l'arbre.

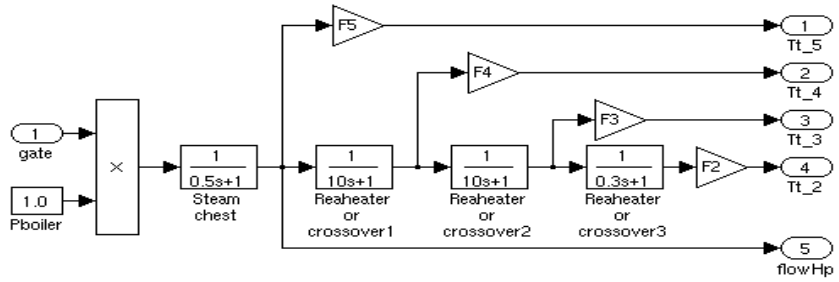


Fig.3.4 *modèle d'une turbine à vapeur avec quatre étages.*

III.5-Schéma de simulation sous mathlab-simulink:

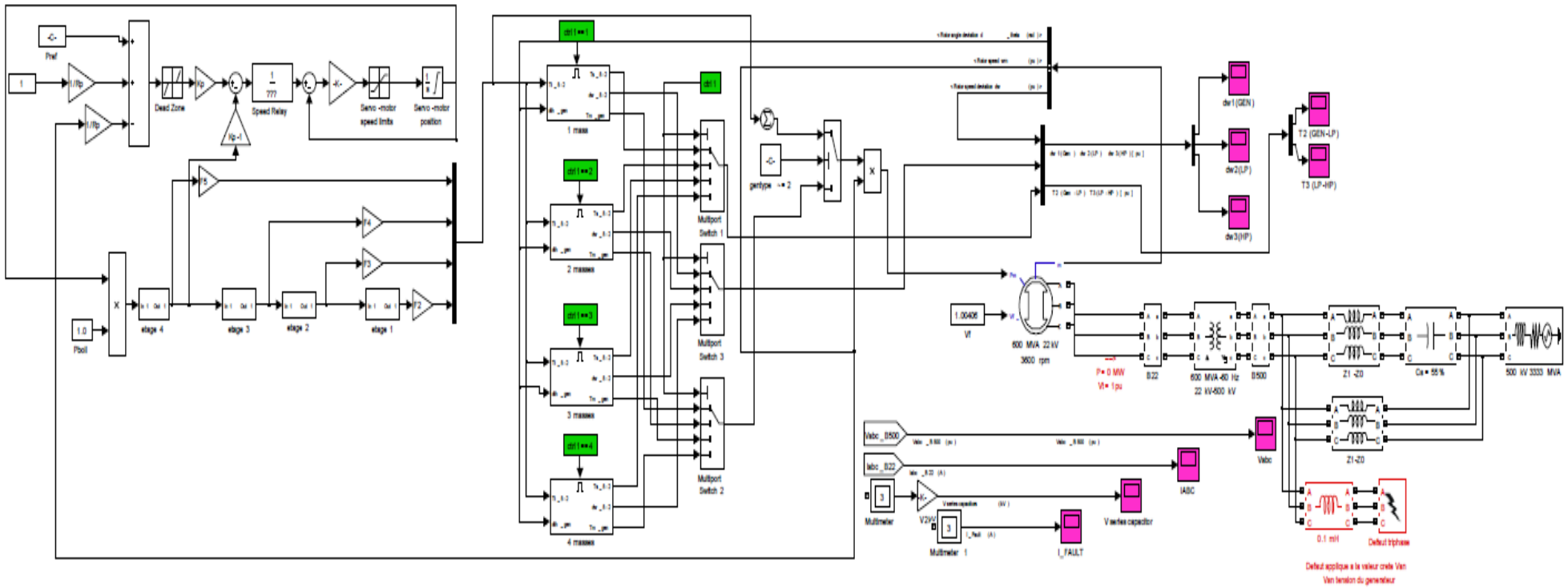


Fig.3.5 *modèle de simulation utilisé.*

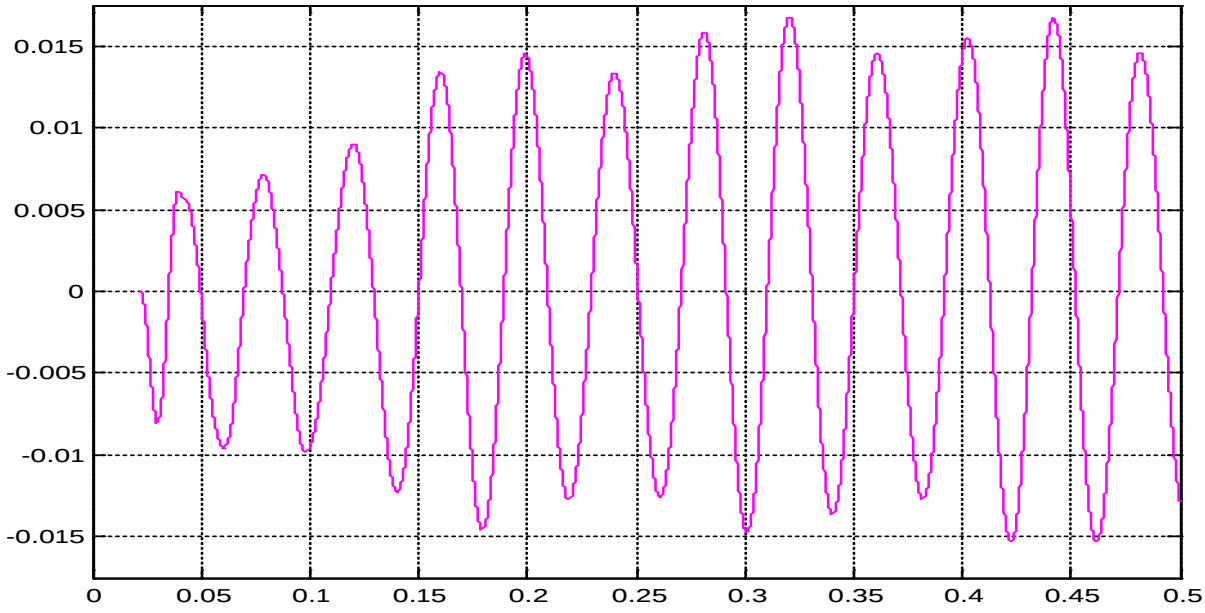
III.6-Paramètres du système:

Paramètre	nom	Valeur
Type de générateur		Multi-masses
Régulateur de gain		1
Stabilité permanente		0.05
Zone en angle mort		0
constante de temps de relais de vitesse	Tsr	0.001 s
Constante de temps de servomoteur	Tsm	0.15 s
Vitesse minimale de l'ouverture de la vanne	vgmin	-0.1 pu/s
Vitesse maximale de l'ouverture de la vanne	vgmax	0.1 pu/s
Le taux d'ouverture min de la vanne	gmin	0 pu
Le taux d'ouverture max de la vanne	gmax	4.496 pu
Vitesse nominale de la machine synchrone		3600 tr/min
Les constantes de temps de la turbine à vapeur	T2	0 s
	T3	10 s
	T4	3.3 s
	T5	0.5 s
Fractions de couple de la turbine	F2	0.5
	F3	0.5
	F4	0
	F5	0
Coefficients d'inertie	H2	1.5498 s
	H3	0.24894 s
	H4	0 s
	H5	0 s
Coefficients de rigidité	K12	83.47 pu/rad
	K23	42.702 pu/rad
	K34	0 pu/rad
	K45	0 pu/rad
Facteurs d'amortissements	D2	0.3104*8 pu couple/pu dw
	D3	0.05*8 pu couple/pu dw
	D4	0 pu couple/pu dw
	D5	0 pu couple/pu dw
Puissance initiale	Pm0	2.7247*10-8 pu
Angle initiale du rotor du générateur	th0	-120.13 degrés

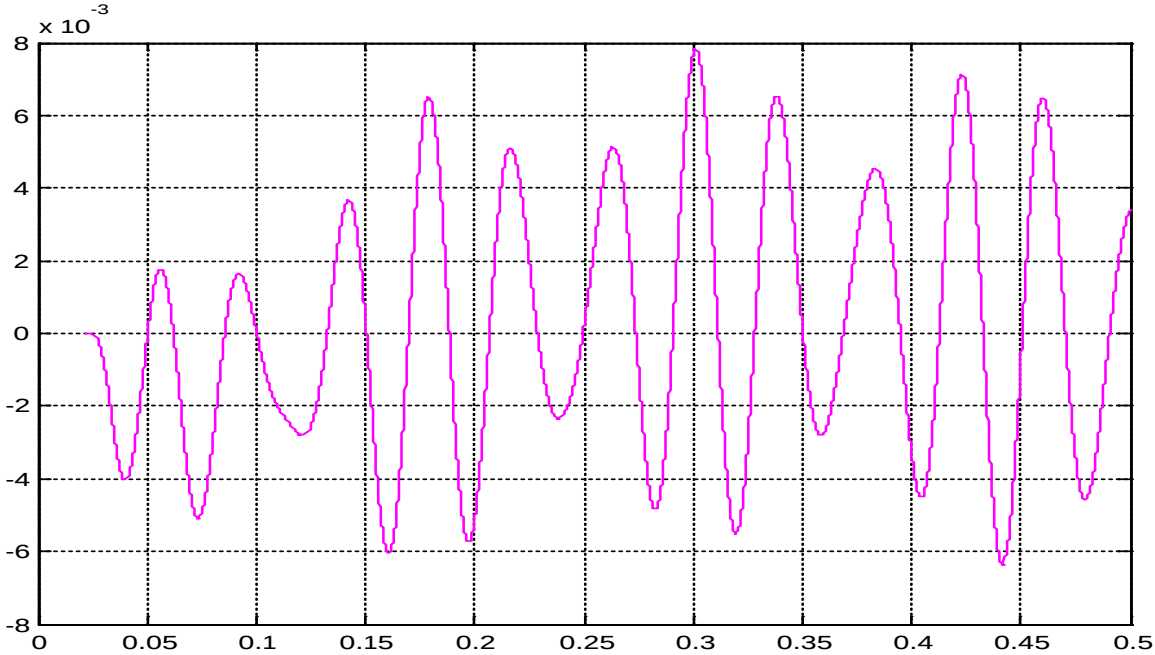
clicours.com

III.7-Résultats de simulation

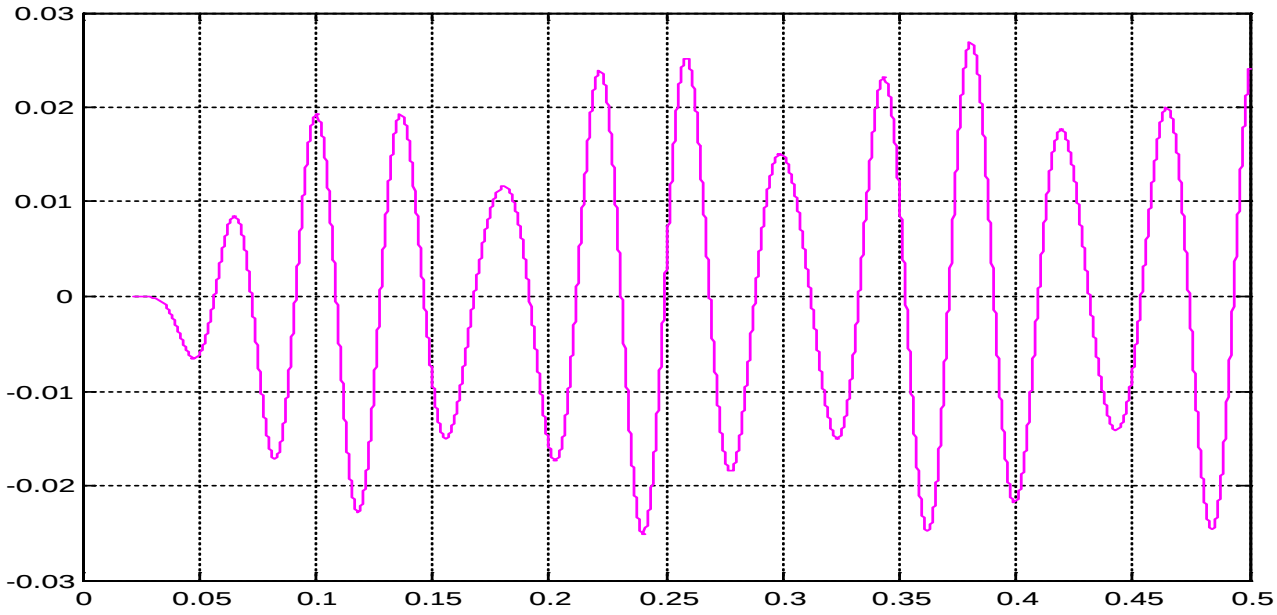
IV.7.2-Avec régulateur.



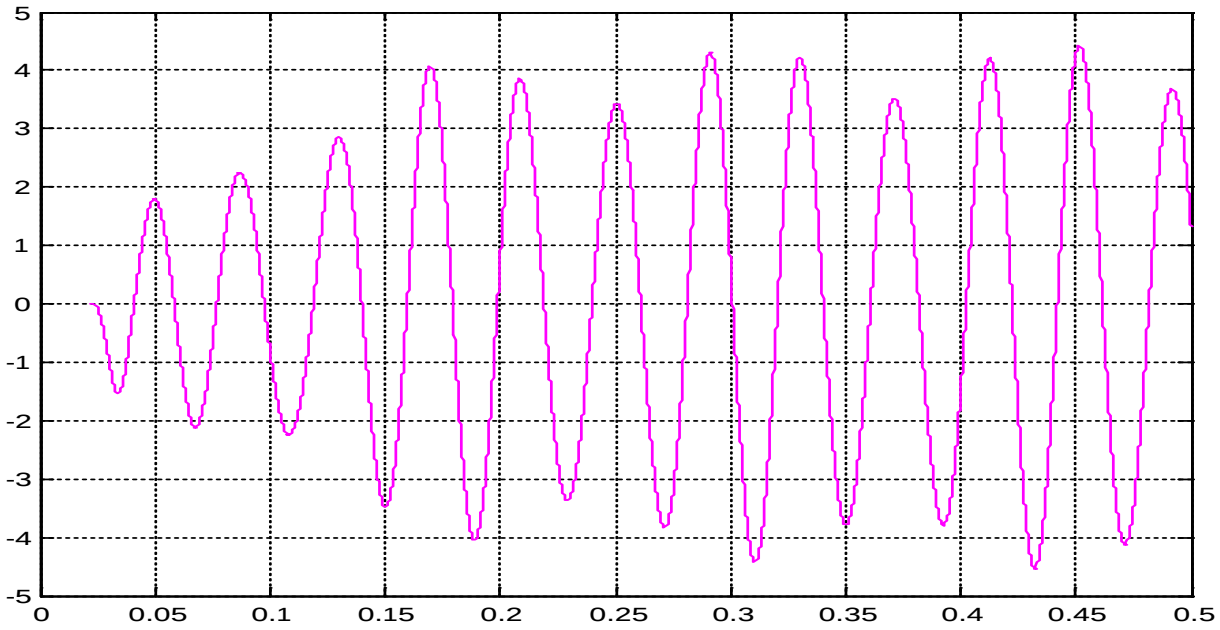
L'écart de vitesse dw1 de générateur GEN (en pu) en fonction du temps.



L'écart de vitesse dw2 de la section LP (en pu) en fonction du temps.

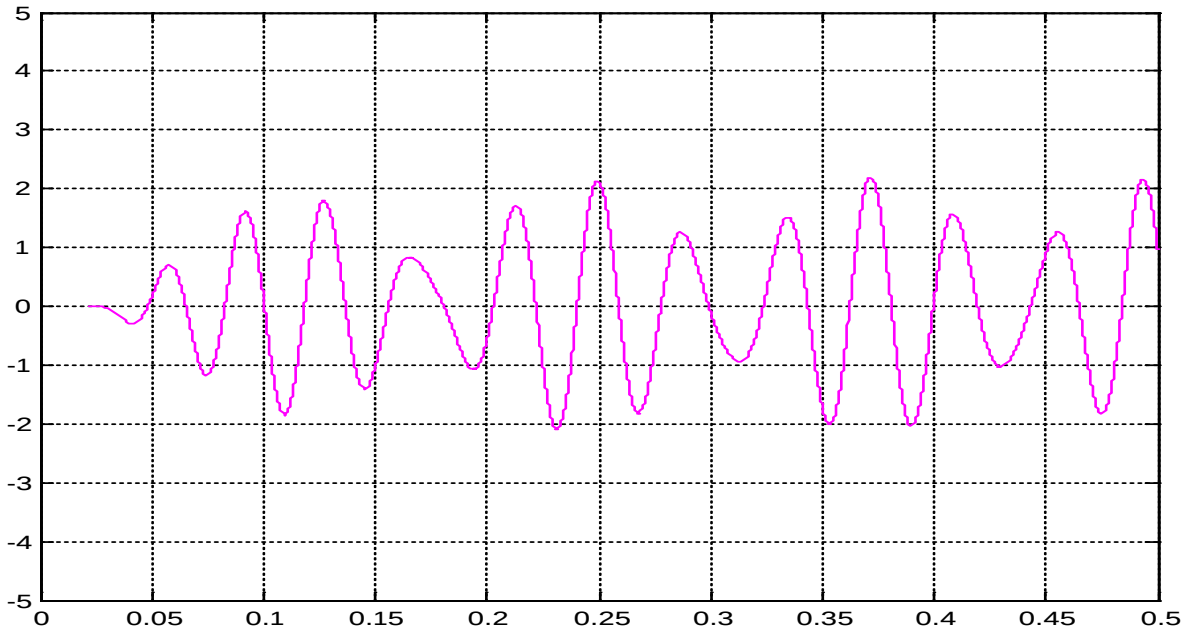


L'écart de vitesse dw3 de la section HP (en pu) en fonction du temps.

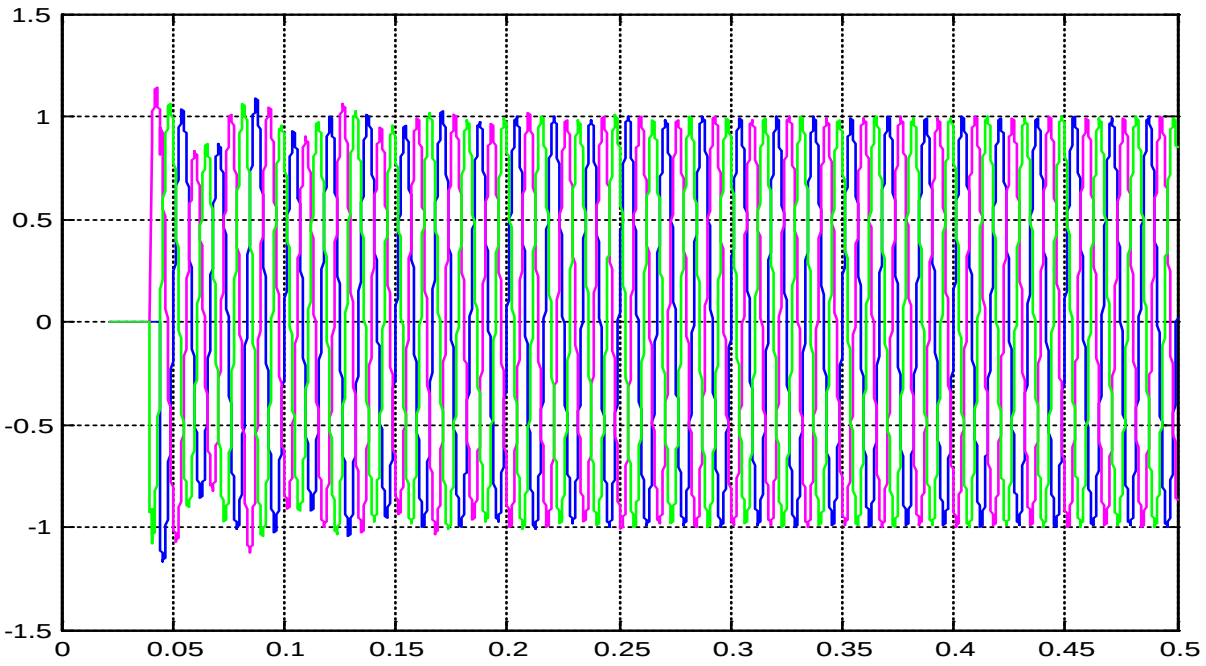


Le couple T2 entre GEN-LP (en pu) en fonction du temps.

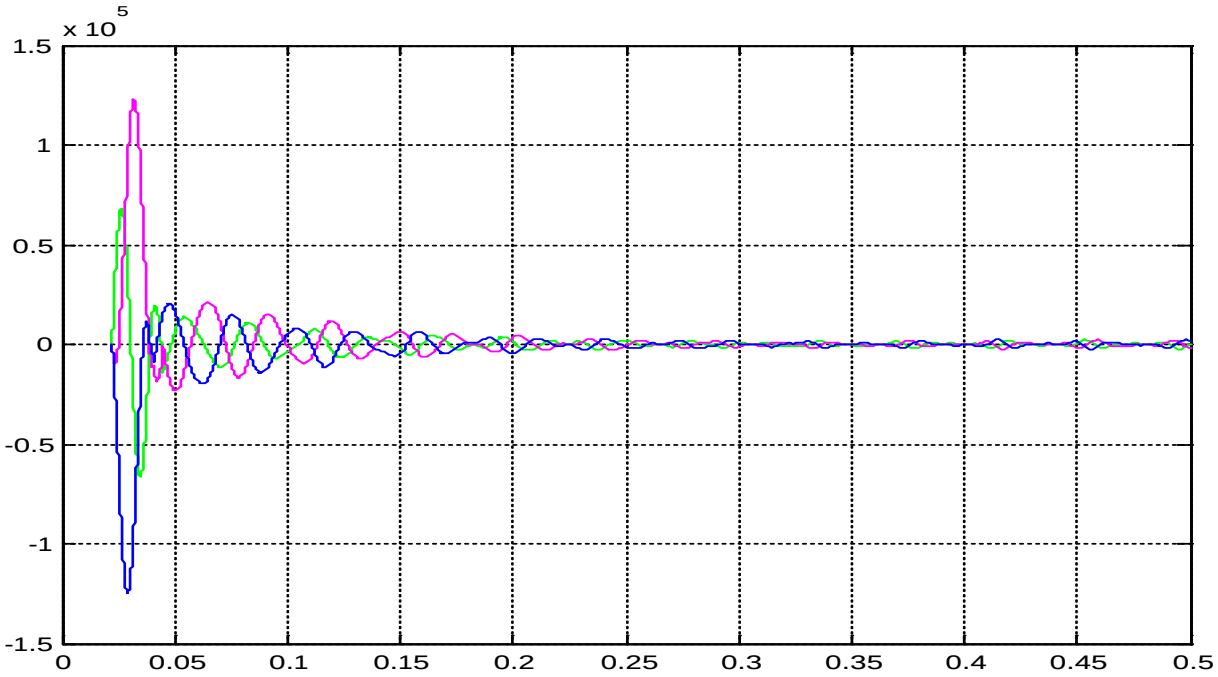
Clicours.COM



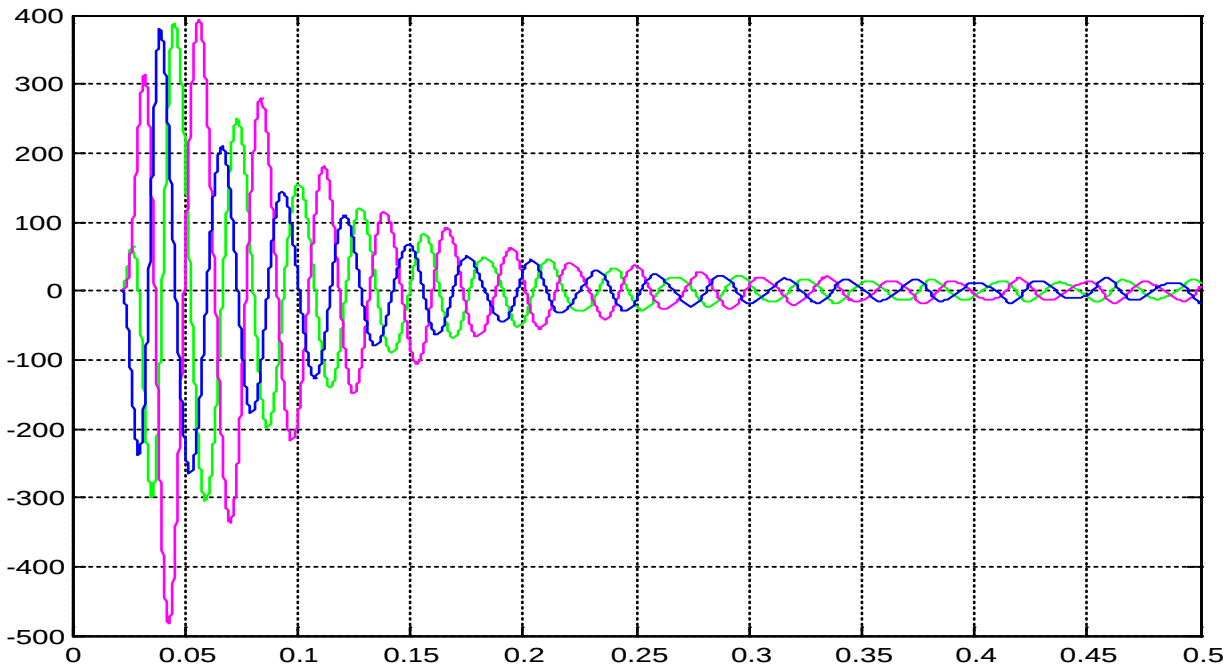
Le couple T3 entre LP-HP (en pu) en fonction du temps (en pu).



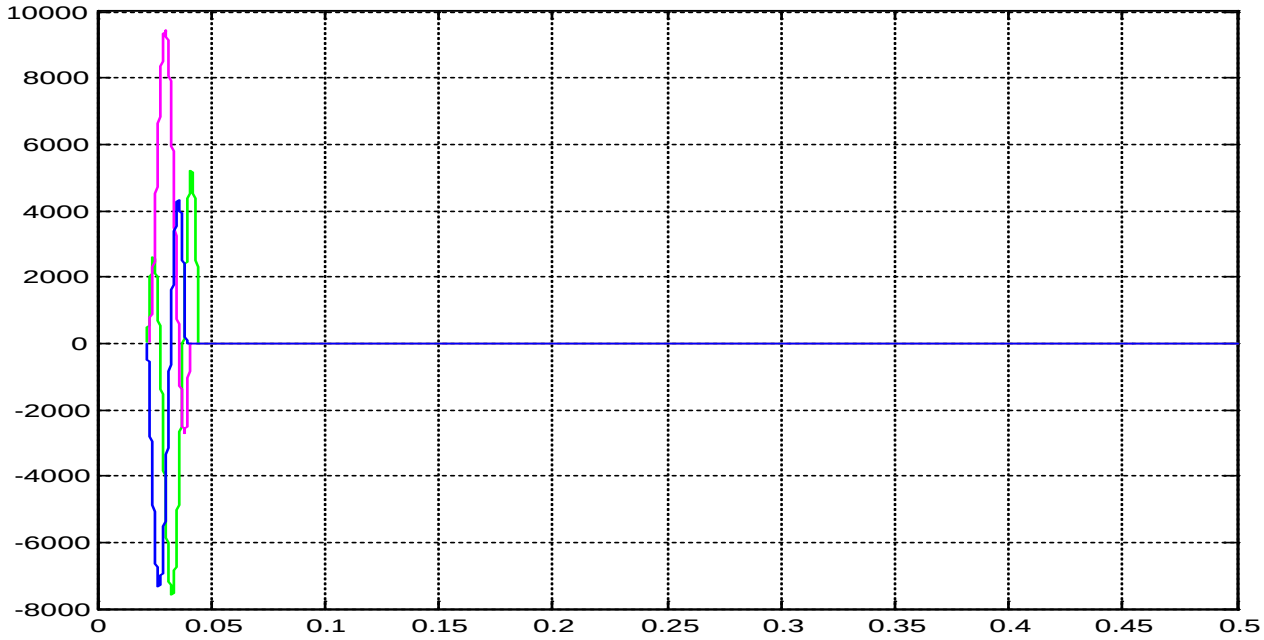
Les tensions simples (en pu) en fonction du temps.



Courants des lignes (en A) en fonction du temps.

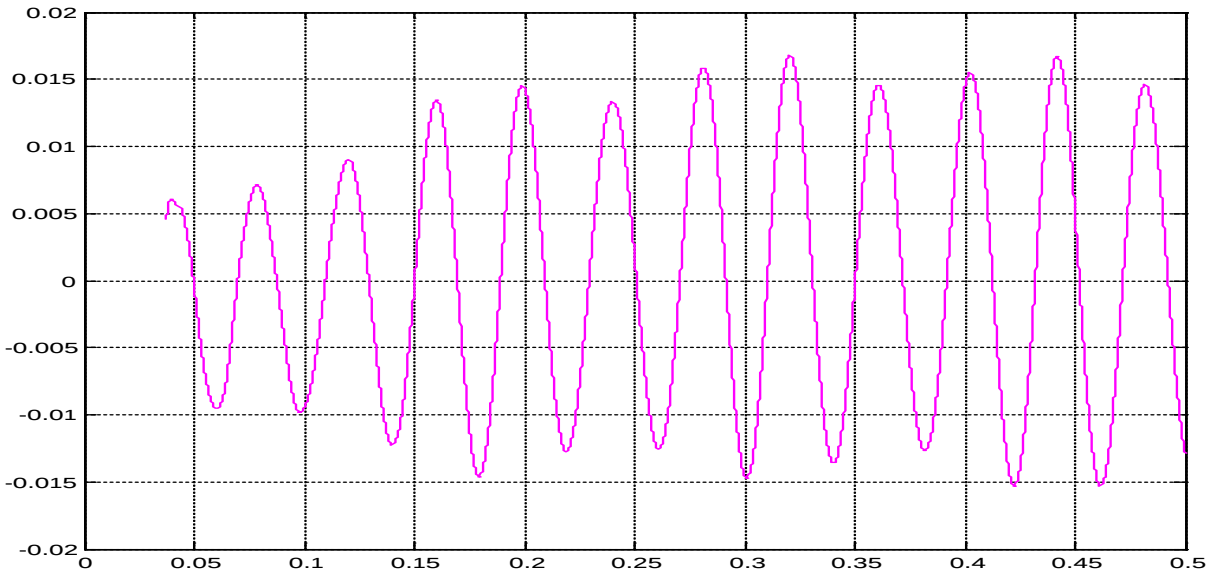


Tension aux bornes de condensateur série (en KV) en fonction du temps.

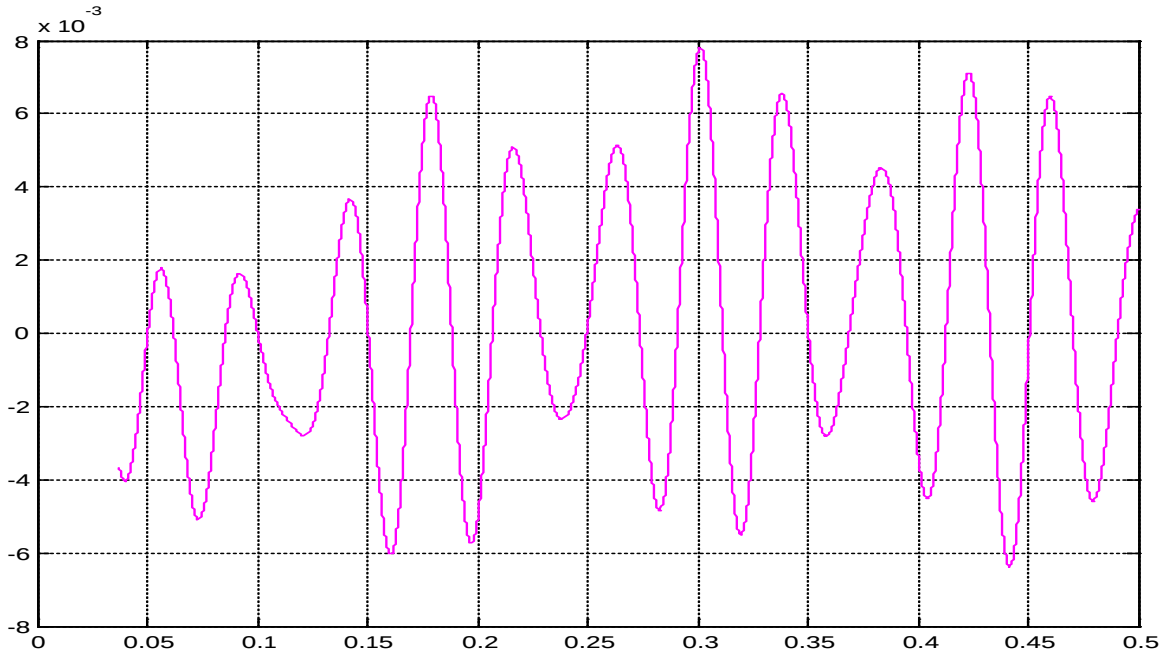


Courants du défaut triphasé (en A) en fonction du temps.

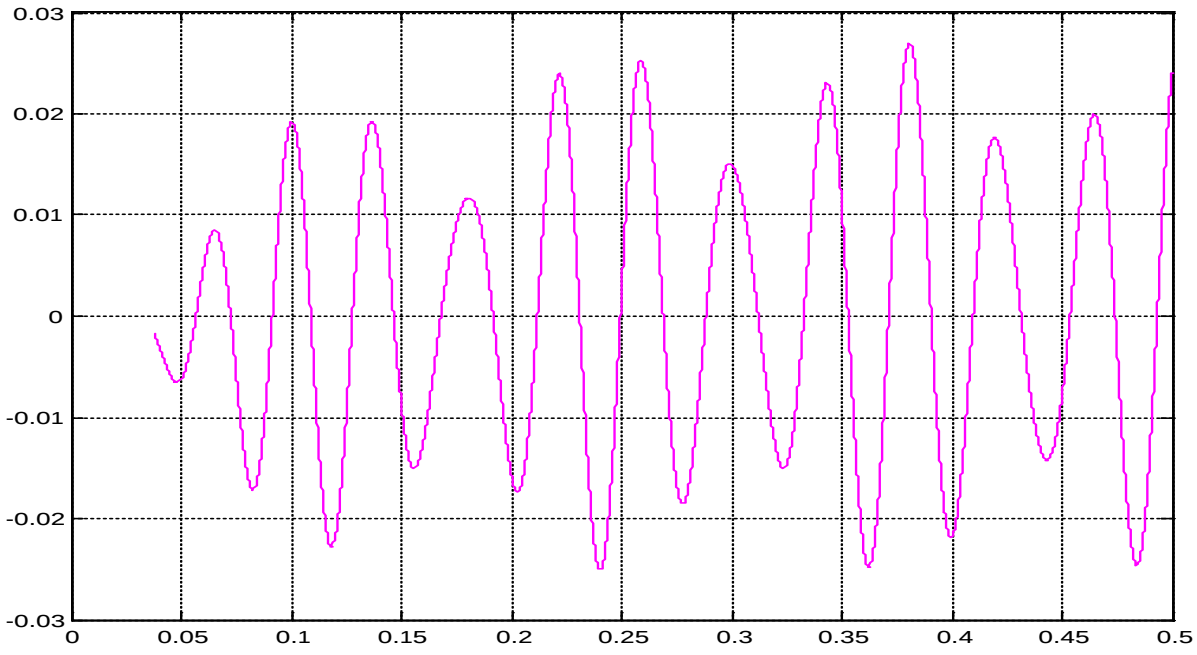
IV.7.3-Sans régulateur:



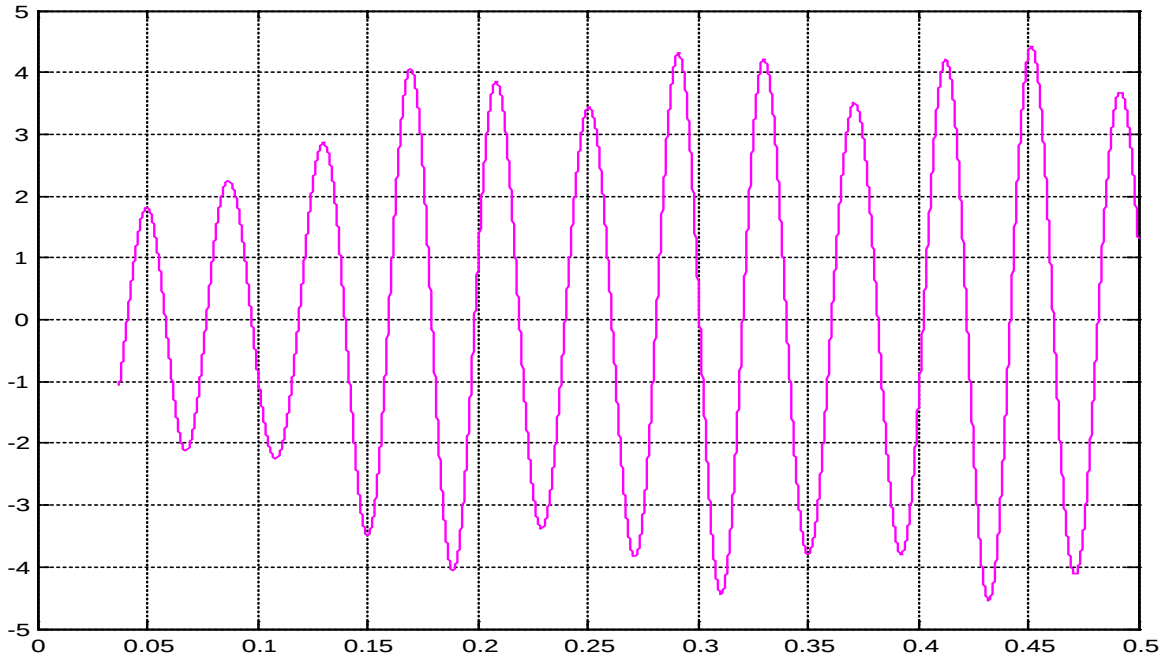
L'écart de vitesse dw1 (en pu) de générateur GEN.



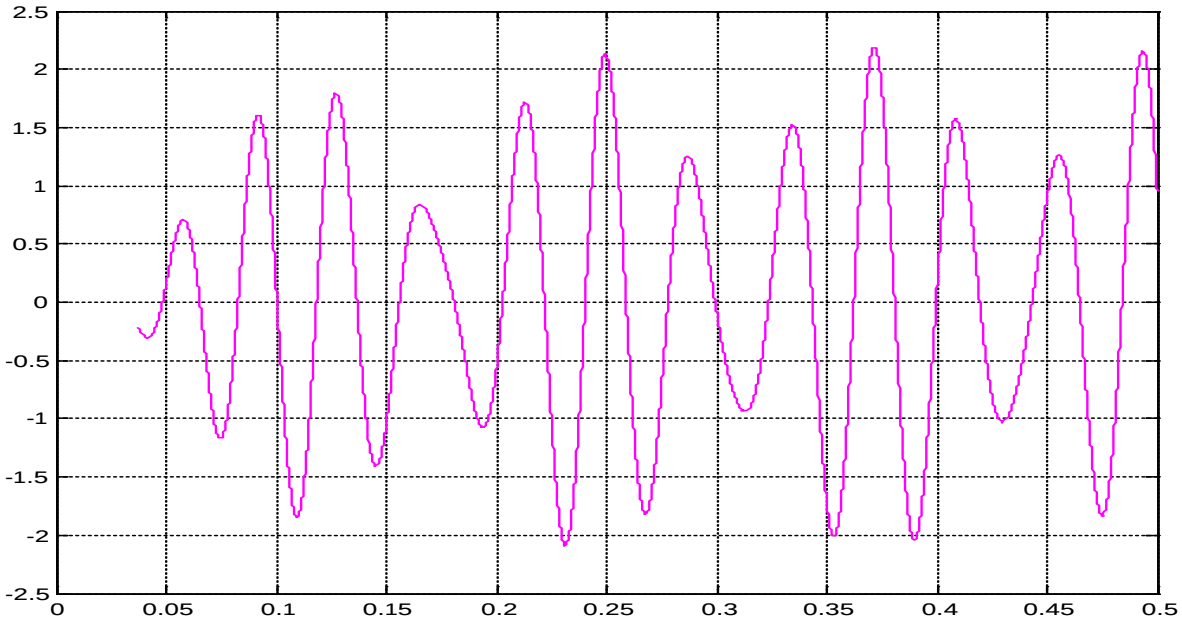
L'écart de vitesse dw2 de la section LP (en pu).



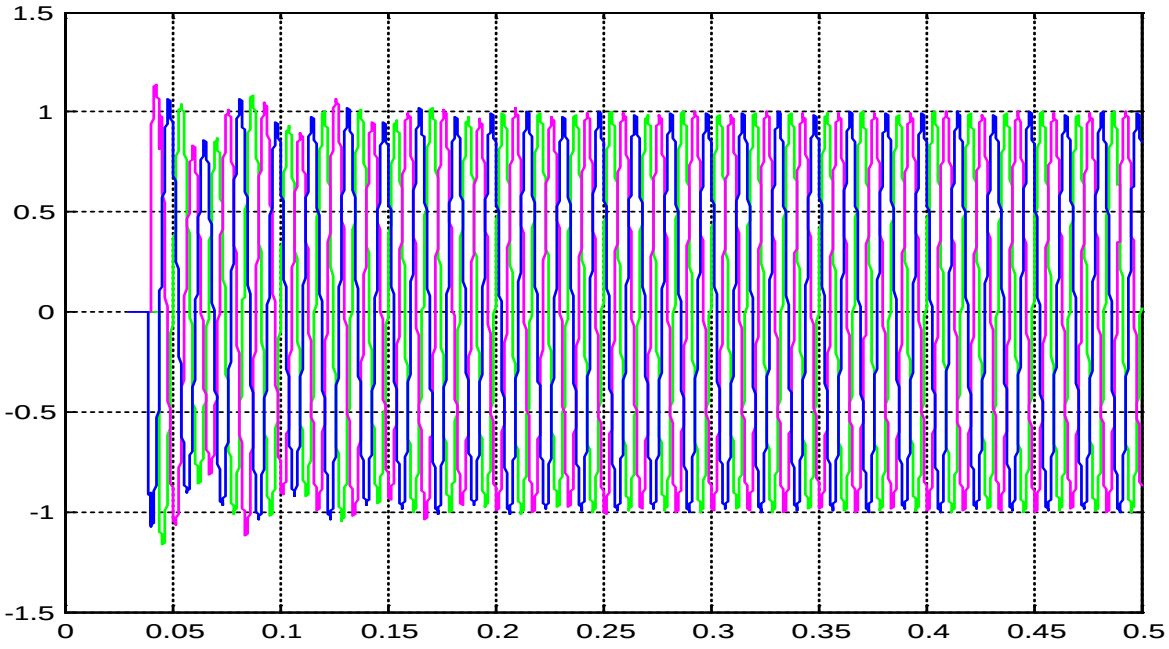
L'écart de vitesse dw3 de la section HP (en pu).



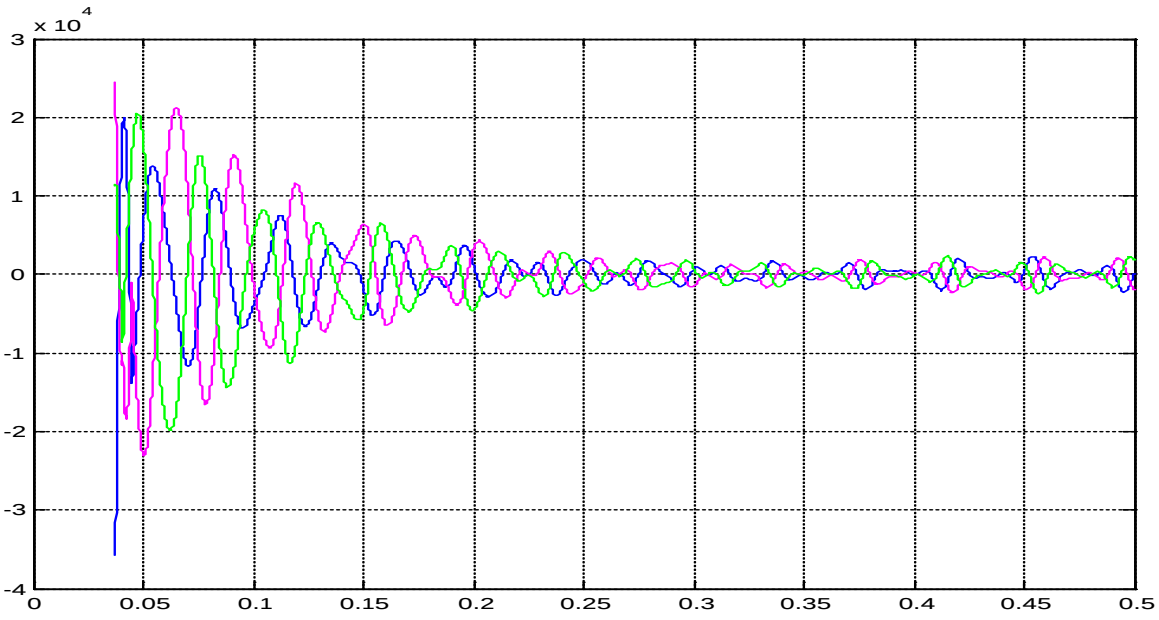
Le couple T2 entre (GEN-LP) (en pu) en fonction du temps.



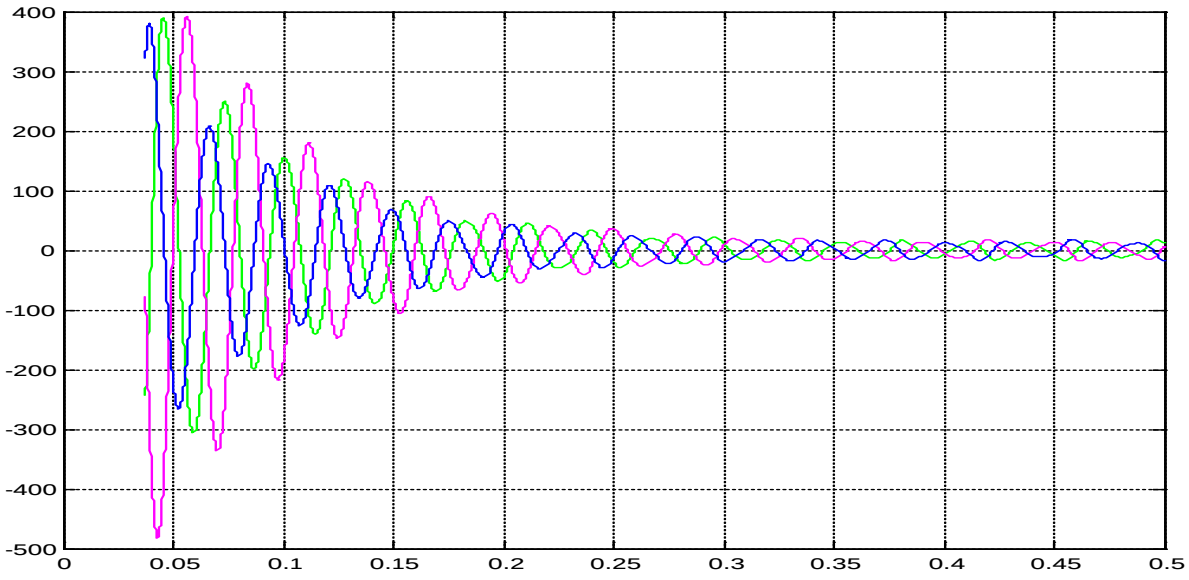
Le couple T3 entre (LP-HP) (en pu) en fonction du temps.



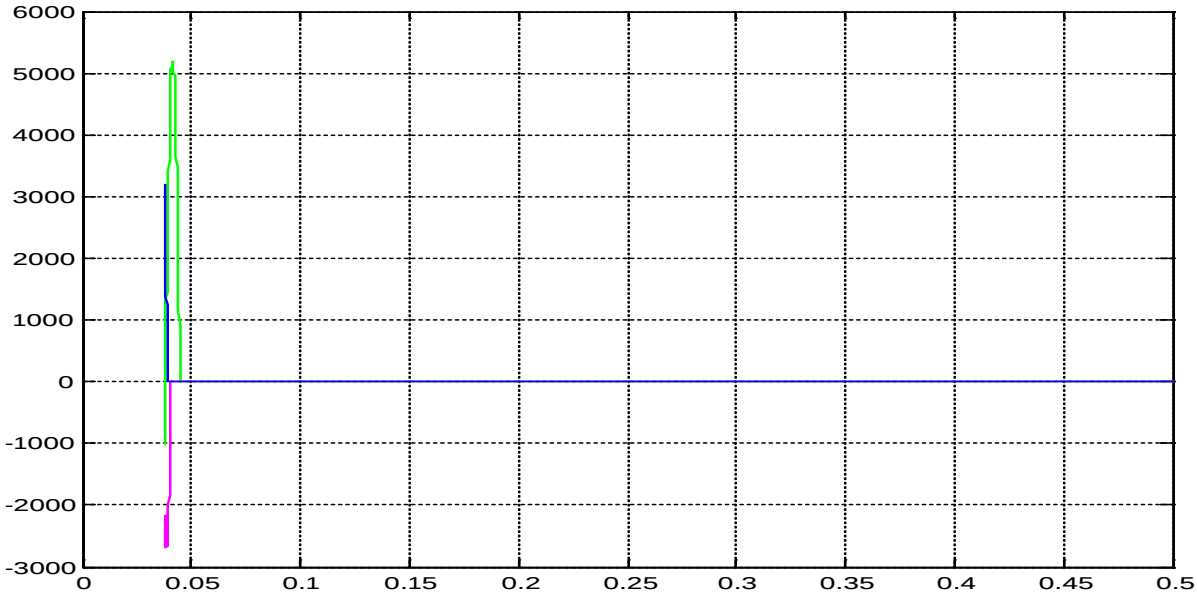
Les tensions (en pu) en fonction du temps.



Courants des lignes en fonction du temps (en A).



Tension aux bornes de condensateur série en fonction du temps (en KV).



Courants du défaut triphasé en fonction du temps (en A).

III.8-Interprétations des résultats:

Le but de la simulation est d'observer la variation :

- Des vitesses des différents étages de la turbine :
  - dw1 pour le générateur.
  - dw2 pour l'étage (LP) basse pression.
  - dw3 pour l'étage (HP) haute pression.
- Les couples :
  - T2 pour le couple Générateur-LP.
  - T3 pour le couple LP-HP.
- La tension aux bornes de la capacité série.
- Les courants de défauts.

Nous remarquons sur les différentes courbes que :

a) Les vitesses augmentent d'un étage à un autre et que celle du rotor est amplifiée.
b) Les valeurs crêtes (valeurs max) de ces signaux correspondent aux valeurs données dans le tableau récapitulant les résultats de l'article.
c) L'amplification du couple est clairement observée sur toutes les masses du système d'arbre après l'illimitation du défaut.
d) La turbine HP transmet un couple de valeur maximale excédant 2 pu à la turbine LP.
e) La turbine LP transmet un couple excédant 4 pu au rotor du générateur.

III.9-Conclusion :

Afin de voir l'amplification du couple après qu'un défaut est appliqué sur le système, nous avons procédé à une simulation sous MATLAB-SIMULINK d'un système turbo-alternateur connecté à un réseau de puissance infinie.

Le mode subsynchrone est introduit par la capacité de compensation série après un défaut appliqué et qui excite les modes oscillatoires de torsion de l'arbre multi masses.

Les résultats obtenus sont similaires à ceux obtenues dans l'article IEEE pour le premier cas.

elicours.com

Conclusion générale

Le principal avantage des turbines à vapeur est d'être des moteurs à combustion externe. De ce fait tous les combustibles (gaz, fuel, charbon, déchets, chaleur résiduel .etc.) et notamment les mois chers peuvent être utilisés pour l'alimenter en vapeur. Le rendement peut atteindre des valeurs assez élevées d'où les frais de fonctionnement réduits.

Par contre le coût et la complexité des installations les réservent le plus souvent à des installations de puissance élevée pour bénéficier d'économie d'échelle. Hormis les cas particuliers, les moteur et turbine à gaz sont mieux adaptés en dessous d'environ 10 MW.

Les batteries de condensateur ont été largement utilisées comme un moyen très efficace pour augmenter la capacité de transfert dans les lignes de transmission, et améliorer les limites de stabilité des systèmes de puissances. Cela est dû à compenser partiellement la réactance des lignes de transmission. Cependant, l'application des condensateurs en série peut conduire au phénomène de résonance subsynchrone. En vertu d'une perturbation, les condensateurs série peuvent exciter les oscillations subsynchrones, lorsque la fréquence de la résonance électrique du réseau est proche de la fréquence naturelle de mode torsionnelle de l'arbre de turbine-alternateur. Dans une telle situation l'arbre oscillera à cette fréquence naturelle.

Cette oscillation peut atteindre la limite de résistance en quelques secondes ce qui résulte dans la fatigue et probablement la destruction total de l'arbre. Par conséquent, il est nécessaire d'étudier et d'analyser la résonance subsynchrone (SSR) lors de la planification d'introduire des condensateurs en série dans un système de puissance nouveau ou existant.

Notre travail nous a permis de toucher à un domaine d'études théorique pour les oscillations subsynchrones et à avoir un aperçu sur la simulation des systèmes dans les quels on peut étudier un phénomène comme la résonance subsynchrone.

Nous avons montré l'amplification des couples et des vitesses après l'apparition d'un défaut dans un système compensé. D'autres études peuvent être menées dans le même système comme l'effet de l'induction du générateur et l'interaction de torsion qui sera peut être l'objet d'autres mémoires.

Clicours.COM

Bibliographie

1. PRABHA KUNDUR, « POWER SYSTEM STABILITY AND CONTROL »,Second Edition, McGraw-Hill
   New York Chicago San Francisco Lisbon London
   Madrid Mexico City Milan New Delhi San Juan
   Seoul Singapore Sydney Toronto.
2. Heinz P. Bloch, Murari P. Singh, « Steam Turbines, Design, Application, and Rerating»,Second Edition, McGraw-Hill
   New York Chicago San Francisco Lisbon London
   Madrid Mexico City Milan New Delhi San Juan
   Seoul Singapore Sydney Toronto.
3. « Second benchmark model for computer simulation of subsynchronous resonance VOL PAS-104, N^{0}5. 1985 pp 1057-1066. », IEEE.