



**HAL**  
open science

## Comparaison des méthodes de calcul de la durée de vie de la volute d'une pompe

Siobhán Kohli-Lynch

► **To cite this version:**

Siobhán Kohli-Lynch. Comparaison des méthodes de calcul de la durée de vie de la volute d'une pompe. Milieux fluides et réactifs. 2009. dumas-00514481

**HAL Id: dumas-00514481**

**<https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-00514481v1>**

Submitted on 2 Sep 2010

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



École Centrale de Lyon  
TFE 2009

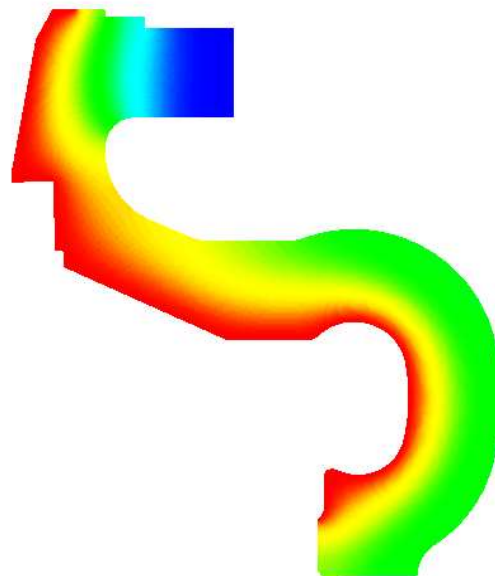


EDF R&D  
Clamart

## Rapport Final de Travail de Fin d'études

# Comparaison des méthodes de calcul de la durée de vie de la volute d'une pompe

*KOHLI-LYNCH, Siobhán*



Tuteurs :

*ECL* :  
Benayoun, Stephane

*EDF* :  
Chau, The-Hiep

Option : Energie

Professeur, Laboratoire de Tribologie et  
Dynamique des Systèmes

Ingénieur Chercheur, Analyses Mécaniques  
Acoustique, Mécanique Non-Linéaire

## Remerciements

Je tiens à remercier dans un premier temps, toute l'équipe pédagogique de l'Ecole Centrale de Lyon et de l'Imperial College London, pour avoir assuré la partie théorique de celle-ci.

Je remercie également mes tuteurs de l'ECL et de l'EDF, Monsieur Benayoun et Monsieur Chau, pour l'aide et les conseils concernant les missions évoquées dans ce rapport, qu'ils m'ont apporté lors des différents suivis.

Je tiens à remercier tout particulièrement et à témoigner toute ma reconnaissance aux personnes suivantes, pour l'expérience enrichissante et pleine d'intérêt qu'elles m'ont fait vivre durant ces six mois au sein des entreprises EDF et Alstom :

Alstom: Monsieur Aflalo, Monsieur Schenck, Monsieur Noiro, Monsieur Walter.

EDF : Monsieur Galenne.

Je remercie également toutes les personnes qui m'ont aidé avec la rédaction française pour ce mémoire et pendant le stage : Alexandre Bérard, Béatrice Coulomb, Sam Cuvilliez, Michael Hansom.

## Résumé du rapport :

Une étude a été réalisée de la volute de la pompe du circuit de Refroidissement du Réacteur à l'Arrêt (RRA) des centrales 900 MW. L'objectif est de démontrer que la pompe peut supporter l'application d'un transitoire thermique de 10°C à 180°C, tout en restant opérationnelle.

Deux méthodes de calcul aux éléments finis étaient utilisées afin de valider et comparer les résultats obtenus. De plus, la volute était modélisée en élasticité et en plasticité. Pour le comportement plastique, trois types d'écrouissage étaient analysés : isotrope, cinématique et de Chaboche. L'accommodation plastique a lieu pour tous les trois types de comportement, donc la déformation progressive est évitée. Les déformations finales qui étaient renvoyées des trois types d'écrouissage étaient comparées. L'écrouissage de Chaboche renvoie la déformation plastique minimale (soit cumulée, soit instantanée.)

Les critères du niveau A du RCC-M (Règles de Conception et de Construction des Matériaux des îlots nucléaires REP) étaient satisfaits ; il a été assuré que la volute évite les dommages de la rupture brutale, la déformation progressive et la fatigue. Il était trouvé que la durée de vie, et donc, le facteur d'usage de la volute étaient acceptables et donc, sa durée de vie peut être prolongée selon les critères utilisés ici.

### **Mots-clés libres :**

*Nucléaire ; RCC-M ; Transitoire thermique ; Contrainte thermique ; Fatigue ; Durée de vie ; Déformation progressive ; Ecrouissage ; Eléments finis*

## **Abstract :**

A study was carried out on the volute of the primary pump of the refrigeration circuit of a 900 MW Nuclear Power Station. The aim is to prove that the pump can withstand the application of a thermal transient from 10°C to 180°C whilst remaining in service.

Two calculation methods were used in order to validate and compare the results obtained. Furthermore, both an elastic and a plastic model of the volute were made. For the plastic model, three types of work hardening behaviour were analysed: isotropic, kinematic and "Chaboche" work hardening. Plastic shakedown is exhibited for all three material models; therefore, thermal ratchet is avoided. The final strain states resulting from each type of behaviour were also compared. The Chaboche model gives the smallest plastic strain (both cumulated and instantaneous.)

The « Level A » criteria of the *RCC-M* (Design and Construction Rules for Materials in Pressurised Water Reactor nuclear power stations) are satisfied. It was proven that the volute avoids failure by rupture, thermal ratchet and fatigue. It was found that the lifetime and therefore, the usage factor of the volute are both acceptable; therefore, the lifetime can be prolonged according to the criteria used in this case study.

## **Keywords :**

*Nuclear energy ; RCC-M ; Thermal shock; Thermal stresses; Fatigue ; Component lifetime ; Thermal Ratchet; Work hardening ; Finite elements*

# Table des matières

|  |           |
|--|-----------|
| <b>REMERCIEMENTS.....</b>  | <b>1</b>  |
| <b>TABLE DES MATIÈRES .....</b>  | <b>4</b>  |
| <b>TABLE DES FIGURES .....</b>   | <b>6</b>  |
| <b>TABLE DES TABLEAUX.....</b>   | <b>9</b>  |
| <b>TABLE DES SYMBOLES.....</b>   | <b>10</b> |
| <b>TABLE DES ÉQUATIONS.....</b>  | <b>11</b> |
| <b>INTRODUCTION .....</b>  | <b>12</b> |
| <b>1 PRÉSENTATION.....</b>   | <b>14</b> |
| 1.1 ENTREPRISE.....  | 14        |
| 1.2 CONTEXTE.....  | 14        |
| 1.3 CAHIER DES CHARGES.....  | 15        |
| <b>2 PHÉNOMÈNES D'ENDOMMAGEMENT ET RÈGLES DE CONCEPTION RCC-M.....</b> | <b>17</b> |
| 2.1 LA RUPTURE BRUTALE.....  | 18        |
| 2.2 LA DÉFORMATION PROGRESSIVE .....                                   | 19        |
| 2.2.1 LES PHENOMENES .....   | 19        |
| 2.2.2 LOI DE COMPORTEMENT DE MATERIAU AVEC ECROUISSAGE.....            | 20        |
| 2.2.2.1 L'ECROUISSAGE ISOTROPE .....                                   | 21        |
| 2.2.2.2 L'ECROUISSAGE CINEMATIQUE .....                                | 22        |
| 2.2.2.3 LOI DE COMPORTEMENT CHABOCHE .....                             | 23        |
| 2.3 LA FATIGUE .....   | 24        |
| 2.3.1 LE PHENOMENE.....  | 24        |
| 2.3.2 ETAT TRIAXIAL DES CONTRAINTES .....                              | 25        |
| <b>3 LE CALCUL .....</b>   | <b>27</b> |
| 3.1 LA MÉTHODE DES ÉLÉMENTS FINIS .....                                | 27        |
| 3.2 LES LOGICIELS UTILISANT LES ÉLÉMENTS FINIS .....                   | 28        |
| <b>4 DÉMARCHE .....</b>  | <b>29</b> |
| 4.1 GÉOMÉTRIE .....  | 29        |
| 4.2 DONNÉES MATÉRIAUX.....   | 30        |
| 4.3 CONDITIONS D'ÉCHANGE .....   | 33        |
| 4.4 CONDITIONS MÉCANIQUES ET THERMIQUES.....                           | 34        |
| 4.4.1 DONNEES .....  | 34        |
| 4.4.1.1 LE CHARGEMENT THERMIQUE .....                                  | 34        |
| 4.4.1.2 LE CHARGEMENT MECANIQUE.....                                   | 34        |
| 4.4.2 APPLICATION DU CHARGEMENT.....                                   | 36        |
| 4.4.2.1 LE CHARGEMENT THERMIQUE .....                                  | 36        |
| 4.4.2.2 LE CHARGEMENT MECANIQUE.....                                   | 37        |
| 4.5 MAILLAGE.....  | 37        |
| 4.5.1 ANSYS .....  | 38        |
| 4.5.2 ASTER (SALOME).....  | 38        |
| 4.5.3 MODELISATION DE LA FRETTE .....                                  | 39        |
| 4.5.3.1 MODELISATION THERMIQUE .....                                   | 39        |
| 4.5.3.2 MODELISATION MECANIQUE .....                                   | 39        |

|           |   |           |
|-----------|---|-----------|
| <b>5</b>  | <b>RÉSULTATS ET ANALYSE .....</b>                                 | <b>41</b> |
| 5.1       | THERMIQUE.....  | 41        |
| 5.1.1     | TEMPERATURES DANS LES 3 SECTIONS.....                             | 41        |
| 5.1.1.1   | SANS LA FRETTE.....   | 41        |
| 5.1.1.2   | AVEC LA FRETTE .....  | 43        |
| 5.1.1.2.1 | ISOTHERMES .....  | 44        |
| 5.1.2     | COMPARAISON DES ELEMENTS LINEAIRES ET QUADRATIQUES : CODE_ASTER . | 45        |
| 5.2       | MÉCANIQUE .....   | 46        |
| 5.2.1     | CALCUL ELASTIQUE SEUL (INSTANT 0 A 1000s) .....                   | 46        |
| 5.2.1.1   | VERIFICATION DES CRITERES DU RCC-M .....                          | 46        |
| 5.2.1.2   | COMPARAISON ANSYS-ASTER .....                                     | 47        |
| 5.2.2     | CALCUL THERMOELASTIQUE (AU-DELA DE 1000s).....                    | 48        |
| 5.2.2.1   | VERIFICATION DES CRITERES DU RCC-M .....                          | 50        |
| 5.2.2.2   | COMPARAISON ANSYS-ASTER .....                                     | 51        |
| 5.2.3     | CALCUL THERMOPLASTIQUE .....                                      | 54        |
| 5.2.3.1   | COMPARAISON DES ECROUISSAGES .....                                | 56        |
| 5.2.3.2   | VERIFICATION DES CRITERES DU RCC-M .....                          | 57        |
| 5.2.3.3   | COMPARAISON ANSYS-ASTER .....                                     | 57        |
| <b>6</b>  | <b>DISCUSSION.....</b>  | <b>60</b> |
| 6.1       | OBJECTIFS .....   | 60        |
| 6.2       | RÉSULTATS .....   | 60        |
| 6.3       | COMPARAISON .....   | 60        |
| 6.3.1     | ANSYS ET CODE_ASTER .....   | 60        |
| 6.3.2     | ECROUISSAGE .....   | 61        |
| 6.3.3     | METHODES DE CALCUL.....   | 61        |
| 6.3.4     | PROBLEMES .....   | 61        |
| 6.4       | PERSPECTIVES .....  | 62        |
|           | <b>CONCLUSION.....</b>  | <b>63</b> |
|           | <b>BIBLIOGRAPHIE .....</b>  | <b>64</b> |
|           | <b>TABLE DES ANNEXES .....</b>                                    | <b>65</b> |

## Table des Figures

|  |    |
|--|----|
| Figure 1: L'adaptation plastique .....   | 20 |
| Figure 2: L'accommodation plastique.....   | 20 |
| Figure 3: Le rochet thermique .....  | 20 |
| Figure 4: L'érouissage isotrope .....  | 23 |
| Figure 5: L'érouissage cinématique .....   | 23 |
| Figure 6: Critères de plasticité .....   | 26 |
| Figure 7: Sections de la volute desquelles les résultats seront extraits .....                             | 30 |
| Figure 8: Courbes Sigma-Epsilon à 20°C et 343°C .....  | 32 |
| Figure 9: Choc thermique, cas élastique .....  | 34 |
| Figure 10: Choc thermique, 10 cycles, cas plastique .....  | 34 |
| Figure 11: Chargement mécanique .....  | 35 |
| Figure 12: Le groupe « eau » où le choc thermique s'effectue .....   | 36 |
| Figure 13: Le groupe « air » où la température ambiante s'effectue .....                                   | 36 |
| Figure 14: Maillage Ansys .....  | 38 |
| Figure 15: Maillage Aster .....  | 38 |
| Figure 16: Maillage Frette Ansys .....   | 39 |
| Figure 17: Maillage Frette Aster .....   | 39 |
| Figure 18: : L'évolution de la température aux parois internes et externes de la section 1 .....           | 41 |
| Figure 19: : L'évolution de la température aux parois internes et externes de la section 2 .....           | 41 |
| Figure 20: : L'évolution de la température aux parois internes et externes de la section 3 .....           | 42 |
| Figure 21: : L'évolution du gradient de la section 1 .....   | 42 |
| Figure 22: : L'évolution du gradient de la section 2 .....   | 42 |
| Figure 23: : L'évolution du gradient de la section 3 .....   | 42 |
| Figure 24: L'évolution de la température aux parois internes et externes de la section 3 avec frette ..... | 43 |
| Figure 25: La température dans la section 3 à 1082s .....  | 44 |
| Figure 26: La température dans la section 3 à 1987s .....  | 44 |
| Figure 27: La température dans la section 3 à 4605s .....  | 44 |
| Figure 28: Isotherme avec frette à 1082s .....   | 45 |
| Figure 29: Isotherme sans frette à 1082s.....  | 45 |
| Figure 30: La température à la paroi interne de la section 1 .....   | 45 |



|   |    |
|---|----|
| Figure 31: La température dans la section 3 à 4610s .....   | 45 |
| Figure 32: Contrainte de Tresca équivalente dans la volute à 1000s (Ansys) .....                          | 46 |
| Figure 33: Contrainte de Tresca équivalente dans la volute à 1000s (Aster).....                           | 46 |
| Figure 34: Contraintes Circonférentielles (SZ), Axiales (SY) et de Tresca dans la Section 1 à 1000s ..... | 47 |
| Figure 35: Contraintes Circonférentielles (SZ), Axiales (SY) et de Tresca dans la Section 2 à 1000s ..... | 47 |
| Figure 36: Contraintes Circonférentielles (SZ), Axiales (SY) et de Tresca dans la Section 3 à 1000s ..... | 48 |
| Figure 37: Ratio d'aspect à la paroi interne de la Section 3.....   | 48 |
| Figure 38: Contrainte équivalente de Tresca dans la volute à 1010s (Ansys) .....                          | 49 |
| Figure 39: Contrainte équivalente de Tresca dans la volute à 1124s (Ansys) .....                          | 49 |
| Figure 40: Contrainte équivalente de Tresca dans la volute à 1184s (Ansys) .....                          | 49 |
| Figure 41: Contrainte équivalente de Tresca dans la volute à 1005s (Ansys) .....                          | 51 |
| Figure 42: Contrainte équivalente de Tresca dans la volute à 1005s (Aster).....                           | 51 |
| Figure 43: Contrainte équivalente de Tresca dans la volute à 4605s (Ansys) .....                          | 51 |
| Figure 44: Contrainte équivalente de Tresca dans la volute à 4605s (Aster).....                           | 51 |
| Figure 45: Contraintes dans la Section 1 à 1005s .....  | 52 |
| Figure 46: Contraintes dans la Section 1 à 1084s .....  | 52 |
| Figure 47: Contraintes dans la Section 1 à 1500s .....  | 52 |
| Figure 48: Contraintes dans la Section 1 à 2000s .....  | 52 |
| Figure 49: Contraintes dans la Section 1 à 4605s .....  | 52 |
| Figure 50: Contraintes dans la Section 1 à 35000s .....   | 52 |
| Figure 51: Contraintes dans la Section 2 à 1005s .....  | 52 |
| Figure 52: Contraintes dans la Section 2 à 1084s .....  | 52 |
| Figure 53: Contraintes dans la Section 2 à 1500s .....  | 53 |
| Figure 54: Contraintes dans la Section 2 à 2000s .....  | 53 |
| Figure 55: Contraintes dans la Section 2 à 4605s .....  | 53 |
| Figure 56: Contraintes dans la Section 2 à 35000s .....   | 53 |
| Figure 57: Contraintes dans la Section 3 à 1005s .....  | 53 |
| Figure 58: Contraintes dans la Section 3 à 1084s .....  | 53 |
| Figure 59: Contraintes dans la Section 3 à 1500s .....  | 53 |
| Figure 60: Contraintes dans la Section 3 à 2000s .....  | 53 |
| Figure 61: Contraintes dans la Section 3 à 4605s .....  | 53 |

|  |    |
|--|----|
| Figure 62: Contraintes dans la Section 3 à 35000s .....  | 53 |
| Figure 63: Contrainte équivalente de Tresca à l'interne de la Section 1.....                         | 54 |
| Figure 64: Contrainte équivalente de Tresca à l'interne de la Section 2.....                         | 54 |
| Figure 65: Contrainte équivalente de Tresca à l'interne de la Section 3.....                         | 54 |
| Figure 66: Courbe sigma-epsilon à la paroi interne de la Section 3, isotrope, Ansys.....             | 55 |
| Figure 67: Courbe sigma-epsilon à la paroi interne de la Section 3, cinématique, Ansys.....          | 55 |
| Figure 68: Courbe sigma-epsilon à la paroi interne de la Section 3, Chaboche, Ansys.....             | 55 |
| Figure 69: Déformation Cumulée pour l'écroutissage isotrope, cinématique et Chaboche, Ansys.....     | 56 |
| Figure 70: Déformation Instantanée pour l'écroutissage isotrope, cinématique et Chaboche, Ansys..... | 56 |
| Figure 71: Déformation cumulée au nœud interne de la section 3, Isotrope, Ansys .....                | 57 |
| Figure 72: Déformation cumulée au nœud interne de la section 3, Isotrope, Aster.....                 | 57 |
| Figure 73: Déformation instantanée au nœud interne de la section 3, Cinématique, Ansys....           | 57 |
| Figure 74: Déformation instantanée au nœud interne de la section 3, Cinématique, Aster.....          | 57 |
| Figure 75: Déformation cumulée au nœud interne de la section 3, Chaboche, Ansys.....                 | 58 |
| Figure 76: Déformation cumulée au nœud interne de la section 3, Chaboche, Aster.....                 | 58 |
| Figure 77: Courbe contrainte-déformation au nœud interne de la Section 3, isotrope, Ansys            | 58 |
| Figure 78: Courbe contrainte-déformation au nœud interne de la Section 3, isotrope, Aster..          | 58 |
| Figure 79: Courbe contrainte-déformation au nœud interne de la Section 3, cinématique, Ansys.....    | 58 |
| Figure 80: Courbe contrainte-déformation au nœud interne de la Section 3, cinématique, Aster .....   | 58 |
| Figure 81: Courbe contrainte-déformation au nœud interne de la Section 3, Chaboche, Ansys .....      | 58 |
| Figure 82: Courbe contrainte-déformation au nœud interne de la Section 3, Chaboche, Aster .....      | 58 |

## Table des Tableaux

|   |    |
|---|----|
| Tableau 1: Critères RCC-M .....   | 18 |
| Tableau 2: Compositions chimiques comparées .....   | 31 |
| Tableau 3: Caractéristiques mécaniques à 20°C comparées .....   | 31 |
| Tableau 4: Constantes physiques thermiques du matériau.....   | 31 |
| Tableau 5: Module du Young et Coefficient de Poisson .....  | 32 |
| Tableau 6: Gradient Maximal pour les 3 sections.....  | 43 |
| Tableau 7: Contraintes Maximales de Membrane ( $P_m$ ), de Flexion ( $P_b$ ) et de Tresca ( $S_e$ ) à $t=1000s$ ..... | 46 |
| Tableau 8: Vérification des critères 1,2 et 3 pour la section 1 .....   | 47 |
| Tableau 9: Vérification des critères 1,2 et 3 pour la section 2 .....   | 47 |
| Tableau 10: Vérification des critères 1,2 et 3 pour la section 3 .....  | 47 |
| Tableau 11: Contraintes de Membrane Linéarisées ( $P_m + P_b + Q$ ) et de Tresca ( $S_e$ ).....                       | 49 |
| Tableau 12: Vérification du Critère 4 .....   | 50 |

## Table des Symboles

|           |   |                  |   |
|-----------|---|------------------|---|
| $a$       | diffusivité thermique   | $Q$              | contraintes secondaires   |
| $b$       | constante de la rapidité de stabilisation                             | $Q$              | constante de la valeur asymptotique correspondante au régime cyclique stabilisé |
| $B$       | matrice venant des fonctions qui résultent des propriétés du matériau | $R$              | taille du domaine d'élasticité actuelle   |
| $C, C_i$  | constantes réelles  | $Re$             | nombre de Reynolds  |
| $C_p$     | chaleur massique  | $S$              | contrainte admissible   |
| $e$       | longueur caractéristique  | $S_a$            | contrainte d'entrée dans la courbe de Wöhler                                    |
| $E$       | module de Young   | $S_{alt}$        | contrainte maximale appliquée   |
| $E_c$     | module d'élasticité associé à la courbe de fatigue                    | $S_e$            | contrainte équivalente  |
| $f$       | critère de plasticité   | $S_y$            | limite d'élasticité   |
| $f$       | matrice des forces appliquées   | $u$              | facteur d'usage   |
| $h$       | coefficient de transfert thermique                                    | $U$              | matrice des déplacements  |
| $H$       | fonction de Heaviside   | $V$              | vitesse moyenne   |
| $J_2$     | invariant du modèle   | $X$              | position actuelle de la surface de plasticité                                   |
| $k$       | limite d'élasticité pour l'érouissage cinématique                     | $\alpha$         | coefficient de dilatation linéique moyen  |
| $K$       | matrice de rigidité   | $\gamma_i$       | constante réelle  |
| $K_e$     | facteur de concentration elasto-plastique                             | $\varepsilon$    | matrice de la déformation   |
| $L$       | longueur caractéristique  | $\varepsilon^p$  | déformation plastique   |
| $n$       | nombre de cycles envisagé   | $\lambda$        | conductivité thermique  |
| $N_{adm}$ | nombre de cycles admissible   | $\lambda$        | multiplicateur de plasticité  |
| $Nu$      | nombre de Nusselt   | $\sigma$         | contrainte  |
| $p$       | déformation plastique accumulée                                       | $\sigma_{1,2,3}$ | contrainte principale   |
| $P_b$     | contrainte de flexion   | $\mu$            | viscosité dynamique   |
| $P_e$     | contrainte d'expansion thermique                                      | $\nu$            | viscosité cinématique   |
| $P_L$     | contrainte de membrane locale   | $\tau$           | temps caractéristique   |
| $P_m$     | contrainte générale de membrane                                       | $\omega_p$       | travail plastique dissipé   |
| $Pr$      | nombre de Prandtl   |                  |   |

## Table des équations

|   |    |
|---|----|
| $f = f(\sigma, R) \dots$ (Equation 1).....  | 21 |
| $f = f_Y(\sigma) - \Gamma(R) \dots$ (Equation 2).....   | 21 |
| $f =  \sigma  - R - S_Y \dots$ (Equation 3).....  | 22 |
| $f = f_Y(\sigma - X) - k \dots$ (Equation 4).....   | 22 |
| $dX = \frac{2}{3} C d\varepsilon^p \dots$ (Equation 5) et.....  | 22 |
| $d\varepsilon^p = d\lambda \frac{\partial f}{\partial \sigma} = \frac{9H(f)}{4Ck^2} \langle (\sigma' - X) : d\sigma \rangle (\sigma' - X) \dots$ (Equation 6) ..... | 23 |
| $dX = \sum_i \frac{2}{3} C_i d\varepsilon_p - \gamma_i X_i dp \dots$ (Equation 7).....  | 24 |
| $dR = b(Q - R) dp \dots$ (Equation 8).....  | 24 |
| $f = J_2(\sigma - X) - R - k \dots$ (Equation 9).....   | 24 |
| $d\varepsilon_p = \frac{3}{2} d\lambda \frac{\sigma' - X'}{J(\sigma - X)} = \frac{3}{2} \frac{\sigma' - X'}{J_2} dp \dots$ (Equation 10) .....                      | 24 |
| $u = \frac{n}{N_{adm}} \dots$ (Equation 11).....  | 25 |
| $a = \frac{\lambda}{\rho C_p} \dots$ (Equation 12).....   | 31 |
| $\tau = \frac{e^2}{a} \dots$ (Equation 13).....   | 32 |
| $Re = \frac{VL}{\nu} \dots$ (Equation 14).....  | 33 |
| $Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \dots$ (Equation 15) .....  | 33 |
| $Nu = \frac{hL}{\lambda} = 0,036 Re^{0,8} Pr^{1/3} \dots$ (Equation 16).....  | 33 |
| $S_a = \frac{1}{2} K_e \frac{E_c}{E} S_{alt} \dots$ (Equation 17) .....   | 50 |

## Introduction

### **Travail de Fin d'Etudes, EDF R&D et Alstom Power: *Comparaison des méthodes de calcul de la durée de vie de la volute d'une pompe***

Le TFE a eu lieu au sein d'EDF R&D (centre de Clamart) et d'Alstom Power (centre de la Courneuve.)

L'objectif est de comparer la durée de vie estimée pour la volute d'une pompe du circuit de refroidissement d'une centrale nucléaire selon différentes méthodes de calcul utilisées par EDF, l'Exploitant, et par Alstom, le Constructeur. Ceci est nécessaire pour qu'EDF puisse d'une part confirmer la tenue de ce composant et d'autre part essayer de prolonger la durée de vie de la pompe. Il s'agit de démontrer que l'étude de conception était *conservative* et donc que la pompe peut rester en service au-delà de la période initiale prévue. Une méthode de calcul de contraintes est dite conservative quand elle utilise des hypothèses de modélisation, de chargement et de données conduisant à surestimer la valeur de la contrainte atteinte lors des différentes transitoires de fonctionnement. On a donc toujours un facteur implicite de sécurité.

Par conséquent, la problématique est de modéliser la pompe quand elle est soumise à un ou plusieurs chocs thermiques, en utilisant Code\_Aster, le logiciel aux éléments finis d'EDF, et ensuite Ansys, un logiciel commercial utilisé par Alstom. La déformation plastique est examinée et quantifiée, pour trouver la durée de vie et le facteur d'usage. On reste toujours dans le cadre du RCC-M (Règles de Conception et de Construction des Matériaux des îlots nucléaires REP.)

Le stage se déroulait en plusieurs étapes:

1. Une première phase d'étude bibliographique des phénomènes physiques et des règles de dimensionnement et d'apprentissage des outils ;
2. Une seconde et principale phase pendant laquelle la construction du modèle et du maillage de la volute, la réalisation du calcul des contraintes, en comportement élastique et

élastoplastique du matériau, et la comparaison des résultats obtenus ont été réalisées avec les deux outils Ansys et Code\_Aster ;

3. Une troisième phase d'étude de sensibilité des paramètres de calcul sur le conservatisme de l'étude.

L'explication et l'analyse de cette démarche fourniront la structure de ce mémoire, ainsi que les résultats et une discussion sur ceux-ci.

# 1 Présentation

## 1.1 Entreprise

EDF est un leader européen dans le domaine de l'énergie, étant présent, outre le marché français, dans des pays comme le Royaume-Uni, l'Allemagne et l'Italie. Il produit, transmet et distribue l'électricité et il est un acteur majeur du renouveau du nucléaire dans le monde.

EDF R&D soutient les activités industrielles du groupe en cherchant à améliorer sa performance et en identifiant et préparant les relais de croissance pour le futur.

Le Travail de Fin d'Études a eu lieu au sein du département Analyses Mécaniques et Acoustique, dans le groupe Mécanique Non-Linéaire. Pour les besoins d'EDF, le département développe son propre logiciel aux éléments finis qui s'appelle « Code\_Aster .» Le groupe s'occupe de la mécanique des solides en utilisant Code\_Aster pour prédire le comportement des matériaux.

La pompe analysée pendant le TFE est construite par Alstom et donc, une partie du stage s'est déroulée sur un site d'Alstom. Alstom est un groupe mondial qui est actif dans deux domaines, la production d'électricité et le transport ferroviaire. Alstom Power produit, entre autres, des pompes, des turbines, des centrales intégrées et des équipements de production hydroélectrique. Ils assurent aussi des services aux producteurs d'électricité.

## 1.2 Contexte

La sûreté est une priorité constante dans le domaine nucléaire. Une partie importante de la mission des ingénieurs d'EDF a un rapport avec les études de la tenue en service et de la durée de vie des composants de centrales nucléaires.

Il existe une réglementation très stricte quant à la conception, la construction et l'exploitation des centrales nucléaires et de chaque composant utilisé.



A la conception, les composants doivent respecter les règles de dimensionnement RCC-M. Pendant le fonctionnement de la centrale, on effectue une surveillance en exploitation pour assurer la sûreté et pour vérifier que les hypothèses de dimensionnement ne sont pas dépassées.

La maintenance est aussi un aspect important – la fréquence de maintenance recommandée par le fabricant peut avoir un effet important sur le coût final d'un composant, donc EDF cherche à optimiser la fréquence de maintenance tout en assurant la sûreté.

Actuellement, EDF cherche à prolonger la durée d'exploitation de ses centrales nucléaires. En effet, le retour d'expérience montre que dans beaucoup de cas, le dimensionnement des composants a été excessivement pénalisant et les composants n'ont pas subi autant de cycles démarrage-arrêt que ce qui était prévu et qu'ils pourraient continuer à fonctionner au-delà du nombre d'années de fonctionnement initialement prévu à la conception.. Il est donc amené à vérifier que la durée de vie de la pompe peut être prolongée et de comparer des méthodes de calcul en expliquant les différences.

### 1.3 Cahier des Charges

La structure analysée est la volute de la pompe du circuit de Refroidissement du Réacteur à l'Arrêt (RRA) dans une centrale REP (Réacteur à Eau Pressurisée) de 900 MW.

Lors de la phase de la conception, on fait une estimation des conséquences mécaniques de tout ce qui doit se passer pendant la durée de fonctionnement du composant. Dans notre cas, on regarde les contraintes atteintes dans la volute pour un choc thermique violent passant de 10 à 180°C en 5 secondes. On estime que ce choc n'aurait lieu qu'une fois pendant la durée de vie de la volute, mais pour rester conservative, il faudrait également vérifier que s'il y avait plusieurs occurrences de ce choc, on ne démarrerait pas la fatigue ni la déformation progressive du composant.

Pour le stage, on cherche à estimer la durée de vie, par le calcul de son facteur d'usage, de la volute.

C'est une démarche de type conception. Ainsi, la partie du stage se déroulant à Alstom est faite sous la conduite de M. Charles Aflalo, qui est aussi en charge de l'analyse des contraintes pour les volutes des pompes RRA d'Alstom pour les autres paliers nucléaires (1300 MW, N4, Bugey.)

Chez EDF, on cherchait dans un premier temps à confirmer les résultats obtenus par le Constructeur Alstom avec l'outil numérique Code\_Aster.. Dans une deuxième phase, on cherche à modifier les paramètres de calcul, en remplaçant certaines hypothèses pour modéliser de façon plus réaliste la durée de vie de la volute tout en restant conservative.

## 2 Phénomènes d'endommagement et Règles de Conception RCC-M

Les règles de dimensionnement du RCC-M visent à se prémunir des risques de rupture brutale, de déformation progressive et de fatigue pour un composant mécanique d'une tranche nucléaire REP.

Dans ce chapitre, on présente ces phénomènes d'endommagement ainsi que les critères d'acceptabilité dictés par les règles du RCC-M. Les règles de conception du RCC-M sont réputées très conservatives.

Les contraintes présentes dans la structure proviennent principalement de deux origines différentes :

- *des contraintes mécaniques* (contrainte primaire) dues, par exemple à un chargement de pression interne ou d'efforts extérieurs de tuyauterie ;
- *des contraintes d'origine thermique* (contrainte secondaire) dues à la différence de température entre les parois interne et externe du composant quand un transitoire thermique prend place.

Le RCC-M distingue plusieurs niveaux de fonctionnement, qui peuvent conduire à des critères ou valeurs limites différents. Le choc thermique considéré pour la volute est situé dans la catégorie « des situations exceptionnelles dans lesquelles peut se trouver le matériel dans des circonstances accidentelles très peu fréquentes, mais dont l'éventualité doit être envisagée » [AFCEN.]

Pour cette catégorie, on doit retenir un niveau de critères de sécurité d'au moins niveau C, qui vise à prémunir le matériau contre la déformation progressive et la fatigue, avec une marge de sécurité plus faible que pour le niveau au-dessus, le niveau A. Néanmoins, on choisit de respecter les critères de niveau A, pour rester conservative. On note que pendant l'étude de conception, on respecte les critères de niveau 0, qui sont les plus exigeants et qui correspondent à une situation de référence.

Les critères s'écrivent :

|   | Critère                               | Contrainte d'origine | Prévention contre le risque de : |
|---|---------------------------------------|----------------------|----------------------------------|
| 1 | $P_m \leq S$                          | Mécanique            | rupture brutale                  |
| 2 | $P_b \leq 1,5S$                       | Mécanique            | rupture brutale                  |
| 3 | $P_m + P_b \leq 1,5S$                 | Mécanique            | rupture brutale                  |
| 4 | $\Delta(P_L + P_b + P_e + Q) \leq 3S$ | Mécanique+thermique  | déformation progressive          |
| 5 | Facteur d'usage $u < 1$               | Mécanique+thermique  | fatigue                          |

Tableau 1: Critères RCC-M

Où  $P_m$  désigne la contrainte primaire générale de membrane, moyenne de la contrainte primaire sur toute l'épaisseur ;

$P_L$  désigne la contrainte primaire de membrane locale ;

$P_b$  désigne la contrainte de flexion ;

$Q$  désigne la contrainte d'origine thermique (contrainte secondaire) ;

$P_e$  désigne la contrainte d'expansion thermique ;

$S$  désigne la contrainte admissible, caractéristique de matériau ; on pose que  $S$  est inférieure ou égale à  $\frac{2}{3}S_y$ , la limite d'élasticité

## 2.1 La rupture brutale

Les critères 1 à 3 permettent de se prémunir contre le risque de rupture brutale (on parle également de prévention de risque contre la déformation excessive du matériau ou d'instabilité plastique de la structure) en limitant principalement la contrainte à une valeur faible, généralement considérée inférieure à la limite élastique du matériau,  $S_y$ .

## 2.2 La Déformation Progressive

Le critère 4 permet de se prémunir contre le risque de déformation progressive (rochet thermique.)

Même si on s'est prémuni contre les risques de rupture brutale, une sollicitation cyclique peut engendrer d'autres problèmes, en particulier le dommage de déformation progressive.

### 2.2.1 Les phénomènes

A cause du phénomène d'écrouissage du matériau, si une structure métallique est soumise à un chargement de ce type, il y a quatre régimes qu'elle peut suivre selon l'amplitude du chargement cyclique :

- **Un régime élastique**, où la contrainte est toujours proportionnelle à la déformation et on reste en dessous de la limite d'élasticité,  $S_y$
- **L'adaptation plastique**, où on passe la limite d'élasticité mais après quelques cycles (quand on atteint un état stationnaire), le comportement est élastique partout et on reste en dessous de la limite d'élasticité
- **L'accommodation plastique**, où on passe la limite d'élasticité et la structure devient élastoplastique mais quand on atteint un état stationnaire, la déformation finale n'augmente plus et elle reste constante.
- **La déformation progressive ou le rochet thermique**, où la déformation plastique augmente à chaque cycle jusqu'à la déformation limite, pour laquelle il y a rupture de la structure.

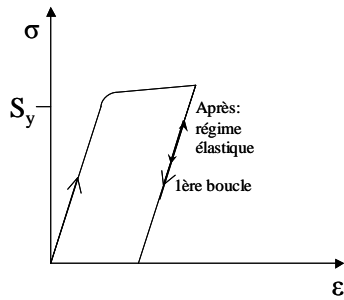


Figure 1: L'adaptation plastique

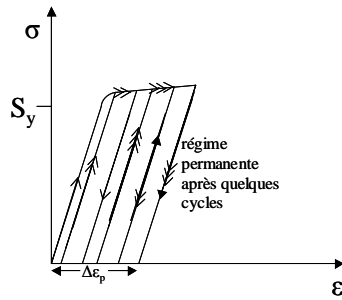


Figure 2: L'accommodation plastique

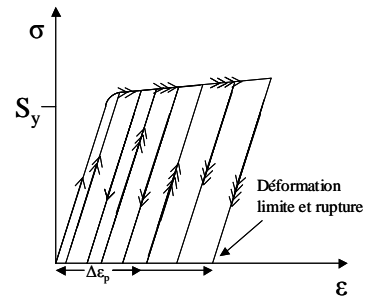


Figure 3: Le rochet thermique

Le rochet thermique mène à la réduction de la durée de vie ; ainsi il faut s'assurer qu'il n'y a pas de risque de déformation progressive en complément d'une analyse de la durée de vie en fatigue.

L'accommodation plastique nuit également au matériau. Même si la déformation n'augmente pas, chaque fois que la boucle se manifeste, le matériau perd de l'énergie. Donc, l'accommodation plastique réduit la durée de vie en fatigue d'un composant.

Pour le critère 4, l'amplitude de variation des contraintes primaires et secondaires, notée  $\Delta(P_L + P_b + P_e + Q)$  doit être limitée à  $3S$ , soit  $2S_y$ , au cours de l'ensemble des situations pour lesquelles le respect des critères de niveau A est exigé (situations de deuxième catégorie, cf. B 3152.)

Toutefois, si cette limite est dépassée, l'analyse peut être poursuivie par la méthode d'analyse élastoplastique, à condition que le dépassement ne soit dû qu'aux contraintes de flexion d'origine thermique.

## 2.2.2 Loi de comportement de matériau avec écrouissage

L'écrouissage décrit des changements du comportement d'un matériau dès que la contrainte appliquée dépasse la limite d'élasticité et le régime plastique démarre. C'est un phénomène qui a lieu exclusivement dans les aciers. On dit que le métal se durcit, ce qui traduit le fait que la limite d'élasticité,  $S_y$ , augmente lorsque la contrainte est enlevée et ré-appliquée.

Il y a plusieurs modèles de loi de comportement qui essaient de décrire l'érouissage par différentes façons.

Pour l'étude de la déformation progressive présentée dans ce rapport, on a utilisé 3 modèles de loi de comportement élastoplastiques différents pour comparer les comportements résultant.

### 2.2.2.1 L'érouissage isotrope

L'érouissage isotrope modélise ce phénomène d'augmentation de la limite d'élasticité en supposant que la surface de plasticité est dilatée identiquement dans tous les sens (cf. figure 4.) On peut donc dire que ce modèle est gouverné par une seule variable :  $R$ , la force thermodynamique ou la taille du domaine d'élasticité actuelle, qui décrit comment cette surface augmente et qui peut également être remplacé par les variables liés, qui décrivent plus étroitement le comportement plastique : le travail plastique dissipé,  $\omega_p$ , ou la déformation plastique accumulée,  $p$ .

En général, on peut dire que :

$$f = f(\sigma, R) \dots \text{(Equation 1)}$$

d'où  $f$  = critère de plasticité

$\sigma$  = état de contrainte

Donc, pour l'érouissage isotrope, on constate

$$f = f_Y(\sigma) - \Gamma(R) \dots \text{(Equation 2)}$$

d'où  $f_Y$  indique la forme du critère de limite d'élasticité

$\Gamma$  décrit la fonction d'érouissage.

En utilisant le critère de Von Mises, l'hypothèse de normalité (que  $d\epsilon^p = d\lambda \frac{\partial f}{\partial \sigma}$ , c'est-à-dire que la déformation plastique est directement proportionnelle au changement du critère de plasticité avec la contrainte) et en supposant que la plasticité ne dépend pas de la contrainte hydrostatique, on obtient simplement:

$$f = |\sigma| - R - S_Y \dots \text{(Equation 3)}$$

Dans notre cas, on a commencé avec ce critère simple d'écroûissage. Pourtant, il ne peut pas bien décrire les comportements tels que le rochet thermique (il ne peut que prédire un comportement d'adaptation plastique.) C'est pourquoi on a essayé d'autres modèles.

### 2.2.2.2 L'écroûissage cinématique

L'écroûissage cinématique propose que la surface de plasticité se déplace lorsque le régime plastique commence. En fait, si on applique un chargement cyclique à un matériau qui manifeste ce comportement, la limite d'élasticité en traction augmente, tandis que la limite d'élasticité en compression diminue (c'est-à-dire la valeur absolue diminue.) Ce phénomène s'appelle l'effet de Bauschinger. On suppose donc que les déformations plastiques s'effectuent à volume constant, et on voit la translation de la surface de plasticité (cf. figure 5.) Ce type d'écroûissage ne dépend que de  $X$ , la position actuelle de la surface de plasticité – le centre du domaine d'élasticité actuelle. Pour ce type d'écroûissage, on a donc :

$$f = f_Y(\sigma - X) - k \dots \text{(Equation 4)}$$

d'où  $f_Y$  = une fonction spécifique

$k$  = limite d'élasticité pour l'écroûissage cinématique

En reprenant le critère de Von Mises et l'hypothèse de normalité généralisée (qui nous donne l'écroûissage cinématique linéaire), on retrouve :

$$dX = \frac{2}{3} C d\epsilon^p \dots \text{(Equation 5) et}$$



$$d\varepsilon^p = d\lambda \frac{\partial f}{\partial \sigma} = \frac{9H(f)}{4Ck^2} \langle (\sigma' - X) : d\sigma \rangle (\sigma' - X') \dots \text{(Equation 6)}$$

d'où  $C =$  constante réelle

$\varepsilon^p =$  la déformation plastique

$\lambda =$  un multiplicateur de plasticité

$H =$  fonction de Heaviside

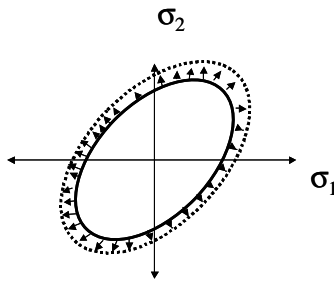


Figure 4: L'écrouissage isotrope

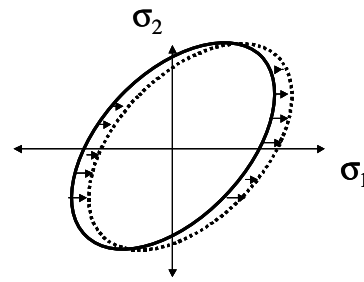


Figure 5: L'écrouissage cinématique

### 2.2.2.3 Loi de comportement Chaboche

L'écrouissage cinématique décrit bien le comportement des structures stables grâce à sa linéarité; pourtant, il ne modélise pas bien les déformations progressives, puisque pour tout chargement cyclique il existe un cycle stabilisé [Chaboche et al., 1985.] Même si on utilise ce critère pour comparer les résultats, il paraît donc plus judicieux d'utiliser un type d'écrouissage qui peut préciser la déformation progressive, car c'est exactement ce comportement qu'on vise à analyser.

On utilise donc une loi de comportement de type « Chaboche », qui superpose sur l'écrouissage isotrope des variables d'écrouissage cinématique non-linéaire. Cela nous permet de modéliser les effets du durcissement cyclique et de la déformation progressive (même si c'était prouvé que ce modèle surestime le rochet thermique – [Geyer].)

Le modèle Chaboche comporte 10 paramètres (pour 2 variables cinématiques), dont les valeurs utilisées sont trouvées dans [Rakotvelo.] En plus, on peut dire que pour ce modèle, contrairement aux deux précédents, il y a deux variables d'écrouissage –  $X$  et  $R$ . Les équations qui décrivent ce comportement sont résumées ci-dessous :

$$dX = \sum_i \frac{2}{3} C_i d\varepsilon_p - \gamma_i X_i dp \dots \text{(Equation 7)}$$

$$dR = b(Q - R)dp \dots \text{(Equation 8)}$$

$$f = J_2(\sigma - X) - R - k \dots \text{(Equation 9)}$$

$$d\varepsilon_p = \frac{3}{2} d\lambda \frac{\sigma' - X'}{J(\sigma - X)} = \frac{3}{2} \frac{\sigma' - X'}{J_2} dp \dots \text{(Equation 10)}$$

d'où  $\gamma_i, C_i$  = des constantes réelles du matériau

$b$  = constant de la rapidité de stabilisation

$Q$  = constante de la valeur asymptotique correspondante au régime cyclique stabilisé

$J_2$  = invariant du modèle

NB Dans notre cas,  $i=2$  (pour équation Equation 9)

L'écrouissage de Chaboche permet de bien représenter le comportement du matériau avec ou sans effets du temps (viscosité, restauration, fluage, mémoire de l'écrouissage ... [Rakotoveloa].) Dans notre cas, comme on s'intéresse à la fatigue oligocyclique, ce n'est pas nécessaire tenir compte de l'effet de temps – ce qui évite d'utiliser le modèle complet viscoplastique qui nécessiterait 23 paramètres d'entrée.

## 2.3 La Fatigue

Le critère 5 assure la prévention contre le risque de fatigue.

### 2.3.1 Le phénomène

La fatigue apparaît lorsqu'un matériau ou un composant est soumis à un chargement cyclique qui modifie ses propriétés locales. Elle peut entraîner la rupture finale de la structure même si l'amplitude de variation des contraintes à chaque cycle est bien inférieure à la résistance en traction du matériau.

L'estimation du dommage de fatigue est réalisée à partir de la courbe de Wöhler (celle de

l'acier de la volute est montrée dans l'Annexe 1) qui fournit le nombre de cycles admissible pour une variation de contraintes donnée.

On distingue en général 3 domaines sur cette courbe :

- Un domaine en dessous de la limite d'endurance – une valeur de contrainte en dessous de laquelle on peut soumettre le matériau à un nombre de cycles infini (au-delà de  $10^6$  cycles en pratique) sans craindre la rupture par fatigue ;
- un domaine de fatigue à grand nombre de cycles (au-delà de 50000 cycles) ;
- un domaine de fatigue oligocyclique où les fortes variations de l'amplitude des contraintes conduit à un très faible nombre de cycles admissibles. Ce qui serait le cas du choc thermique étudié. Il est à noter que pour la volute on estime que ce choc thermique ne serait vu qu'une seule fois dans la vie du composant. Cependant, pour s'assurer qu'on évite l'endommagement en fatigue, on a choisi de faire l'analyse pour 10 cycles.

Le facteur d'usage  $u$  est défini comme le rapport du nombre de cycles  $n$  envisagé pour le choc thermique pendant toute la durée de fonctionnement de la structure sur le nombre de cycles admissible  $N_{adm}$  donné par la courbe de Wöhler pour la variation de contraintes calculée pour le choc thermique.

$$u = \frac{n}{N_{adm}} \dots \text{(Equation 11)}$$

Ce facteur d'usage doit rester inférieur à 1.

Au-delà de cette limite, on risque d'amorcer une fissure et on doit étudier la propagation de cette fissure. Cette phase de propagation dure souvent beaucoup moins de temps que la phase d'amorçage et peut mener rapidement à la rupture brutale de la structure. Mais cette étude de propagation est une analyse en mécanique de la rupture et elle n'est pas faite pour la phase de conception.

### 2.3.2 Etat triaxial des contraintes

Le critère 5 consiste donc à vérifier que la variation des contraintes calculée et le nombre de cycles envisagé pour le choc thermique ne conduit pas à un facteur d'usage supérieur à 1.

La courbe de fatigue de Wöhler est établie en considérant l'effet d'une contrainte uniaxiale. Dans une structure réelle, l'état de contrainte serait 3D. Il faut donc ramener le tenseur de contrainte 3D en une valeur de contrainte équivalente uniaxiale. On définit ainsi la « contrainte équivalente. »

A partir du tenseur des contraintes, on estime premièrement les contraintes principales. Les contraintes principales sont les contraintes sur les plans où le cisaillement n'est nul (c'est-à-dire comme le plan transversal d'une barre en traction, dans le cas mono-axial.) Dans la situation 3D il y a trois contraintes principales –  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  et  $\sigma_3$ . On définit ensuite la contrainte équivalente par :

- soit le critère de Tresca :  $Max(|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_1 - \sigma_3|, |\sigma_2 - \sigma_3|)$  soit le double du cisaillement maximal ;
- soit le critère de Von Mises :  $\frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{((\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2)}$ .

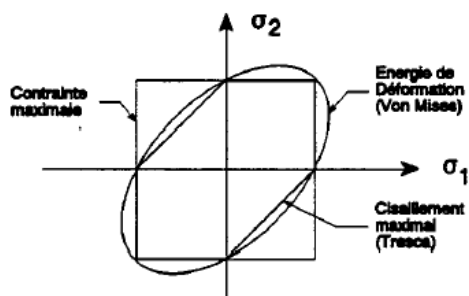


Figure 6: Critères de plasticité

Sur la figure 6, on peut voir sur les surfaces de Tresca et Von Mises où la limite de plasticité se trouve. On remarque que le critère de Von Mises est plus proche au comportement réel des matériels mais le critère Tresca est plus conservative.

## 3 Le Calcul

Pour trouver l'état de contrainte dans la volute de la pompe, on a donc utilisé Ansys et Code\_Aster qui sont des logiciels basés sur la méthode des éléments finis.

### 3.1 La méthode des éléments finis

Cette méthode utilise les lois de la mécanique des milieux continus et des logiciels pour trouver des solutions approximatives aux équations et situations compliquées. On modélise un objet et on le divise en petites parties – des éléments ; ensuite, on trouve l'état de chaque élément pour connaître les contraintes et les déformations dans le composant.

D'abord, on applique les lois de la conservation de la masse, la conservation du mouvement, la conservation du moment angulaire, la conservation de l'énergie et la deuxième loi de la thermodynamique pour poser le système. Ensuite, on définit les relations constitutives pour décrire les propriétés physiques du matériau ; par exemple s'il est linéaire élastique, s'il montre un comportement plastique, quelles sont ses propriétés thermiques, etc. Finalement, comme pour les solutions analytiques, on applique les conditions initiales et aux limites.

Les particularités de la méthode résident dans les moyens qu'elle utilise pour trouver l'état du composant et résoudre le problème. Il s'agit de la « discrétisation » du composant en petits éléments mais d'une taille finie. La forme des éléments est définie par les nœuds sur lesquels des fonctions définissent le comportement de l'élément. Ces fonctions peuvent être linéaires ou quadratiques et elles peuvent être 1D, 2D ou 3D ; cela dépend du logiciel et des choix de l'utilisateur.

Ensuite, à partir des relations constitutives, le logiciel construit une matrice de rigidité,  $K$ , et il trouve le déplacement à chaque nœud en utilisant la relation  $f = KU$ , où  $f$  est la matrice des forces appliquées et  $U$  est la matrice des déplacements qui en résultent.

Finalement, la relation entre le déplacement et la déformation  $\varepsilon = BU$  (où  $\varepsilon$  est la matrice de

la déformation et  $B$  est une matrice venant des fonctions qui résultent des propriétés du matériau) est utilisée pour trouver les déformations. A partir de cela, la loi constitutive (dont une version simplifiée pour le cas élastique est la loi de Hooke) est utilisée pour trouver les contraintes.

Chacune des matrices évoquées au-dessus peut avoir des milliers d'entrées donc les calculs peuvent durer longtemps et on cherche à minimiser le nombre de nœuds afin de diminuer le temps de calcul.

### 3.2 Les logiciels utilisant les éléments finis

Le calcul chez Alstom a été effectué en utilisant le logiciel Ansys. Ansys est un logiciel commercial qui est largement utilisé dans l'industrie. Le groupe a été fondé en 1970 et le logiciel a la réputation d'être instinctif à utiliser, d'avoir un fort accent sur les solutions d'ingénierie, ainsi que la facilité de dépouillement des résultats (cf. section 6.3.1 pour une comparaison brève des logiciels.)

Pour le calcul d'EDF on a utilisé Code\_Aster, le logiciel libre développé par EDF. La figure 14 montre le modèle de la volute en Ansys ; et la figure 15 montre celui de Salomé Meca (la plate-forme logicielle qui permet d'effectuer les différentes phases d'une étude avec Code\_Aster et des modules mailleur et post-traitement.)

Aster est développé par EDF depuis 1989 pour analyser le comportement réel et les risques des structures mécaniques et de génie civil en fonctionnement. EDF avait besoin d'une maîtrise des modélisations non linéaires en mécanique et en thermique pour prédire le comportement de ses centrales nucléaires pendant leur durée de vie. Comme tel, le code permet des calculs avancés dans certains domaines, tels que la fatigue et la rupture. Il permet aussi d'effectuer l'étude d'une fissure et de faire le post-traitement d'un calcul, par exemple pour trouver l'évolution au cours du temps des facteurs d'intensité des contraintes.

Aster est libre depuis 2001 pour mieux permettre sa vérification et pour l'améliorer.

## 4 Démarche

La pompe pour laquelle on a fait l'analyse est une pompe à eau RRA. On a modélisé la volute de la pompe en 2D axisymétrique.

### 4.1 Géométrie

Afin de modéliser la géométrie de la pompe, on a utilisé des plans d'assemblages d'Alstom (cf. Annexe 2.) On voulait créer un modèle 2D axisymétrique, pour la facilité des répétitions des calculs, et à cause de cela, il fallait choisir une section critique. La volute n'est pas réellement axisymétrique, puisque le profil change dans la direction  $\theta$  pour optimiser l'écoulement d'eau.

Pour rester conservative, la section choisie devait être celle qui subit les contraintes les plus importantes. On a donc choisi la section en face du bec de la volute, ce qui nous donne le cas le plus conservative car cette section est celle qui est la plus loin du renforcement.

Pour modéliser le bec, il aurait fallu faire un modèle aux éléments finis 3D, qui prendrait beaucoup de temps et de ressources. On reste conservative en faisant l'analyse de notre section, donc il ne vaut pas la peine de faire en plus cette analyse 3D du bec, comme on sait déjà qu'il sera en sécurité si la section opposée est en sécurité. Autrefois, les becs étaient fabriqués en fonte, ce qui est cassant, donc ils ne se déformaient pas plastiquement et il y avait une rupture brutale tout de suite. Dans ce cas, ça pourrait valoir la peine de faire l'analyse.

Pour bien modéliser la géométrie, un relevé géométrique du plan était fait. A partir de ce dessin, on pouvait facilement créer une liste des points dans Ansys pour recréer le dessin. Ensuite, on a modélisé la frette de la volute dans la même manière (cf. section 4.5.3.)

En Ansys, le maillage était fait par un « *mailleur* » intégré. On a choisi des éléments quadrilatéraux et paraboliques. On a densifié le maillage à la paroi interne pour mieux prédire le comportement mécanique et thermique ici, puisque c'est dans cette région-là que le choc thermique s'effectue. La géométrie est assez compliquée dans certaines régions et donc, on

devait choisir attentivement comment les mailler pour suivre précisément les courbes de la géométrie, en ne pas rajoutant trop de nœuds qui auraient pu freiner le calcul. Pour la région entre la frette et la volute, il faudrait faire attention aussi aux ratios des mailles – il ne faut pas qu'elles soient trop allongées, sinon, les résultats peuvent souffrir.

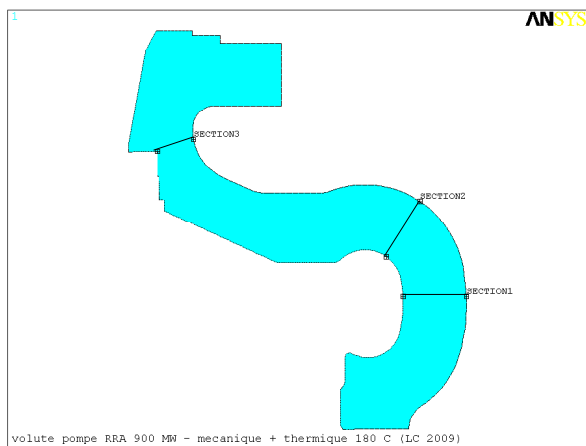


Figure 7: Sections de la volute desquelles les résultats seront extraits

On a également défini trois sections de dépouillement desquelles les résultats seront extraits pour vérification des critères RCC-M (cf. figure 7.) On choisit la section 1 parce qu'elle représente une zone « normale », et sans une discontinuité structurale. La contrainte de membrane ici est classifiée comme primaire. A cette section, on pouvait facilement valider les résultats des logiciels avec des calculs à main en

utilisant la théorie des cylindres épais. On a choisi les sections 2 et 3 parce qu'elles représentent des régions où la géométrie de la volute change rapidement – des « zones de discontinuité structurale majeure. » Ceci peut entraîner une concentration de contraintes. En suivant les règles du RCC-M, on définit la contrainte de flexion dans la section 3 comme secondaire, et en restant conservatrice pour la section 2, on la définit comme primaire.

On suppose que, si les critères du RCC-M sont respectés dans ces sections, ils seront respectés partout.

## 4.2 Données Matériaux

On suppose que l'acier de la volute est du Z2 CND19.10 [Aflalo, 2008] selon la dénomination du RCC-M.

Pour les calculs élastoplastiques, ce n'était pas possible de trouver toutes les données matériaux pour cet acier, donc on a obtenu les données pour un acier IM166 du Centre de Recherches des Matériaux du Creusot de la Sté Creusot-Loire, qui conforme à la spécification



RCC-M M3402. La composition chimique de cet acier et celle de la volute sont présentées dans le tableau 2. Ce sont des aciers de composition proche, on conclut qu'on peut utiliser ses propriétés pour modéliser les propriétés de la volute qui manquent.

|                      | C     | Mn   | Si   | P     | S     | Ni    | Cr    | Mo   | Cu   | Co   | Taux de ferrite |
|----------------------|-------|------|------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|-----------------|
| <b>Volute</b>        | 0,020 | 0,86 | 1,15 | 0,025 | 0,014 | 10,20 | 20,55 | 2,50 | 0,06 | 0,01 | 19%             |
| <b>Coude Creusot</b> | 0,026 | 0,83 | 0,98 | 0,029 | 0,012 | 9,28  | 19,12 | 2,32 | 0,12 | 0,12 | 21%             |

Tableau 2: Compositions chimiques comparées

|                      | <b>E<sub>0,2</sub> (MPa)</b> | <b>R (MPa)</b> | <b>A%</b>        |
|----------------------|------------------------------|----------------|------------------|
| <b>Volute</b>        | 284 / 308                    | 586 / 595      | 36 / 37,2 sur 5d |
| <b>Coude Creusot</b> | 298                          | 589            | 55,6             |

Tableau 3: Caractéristiques mécaniques à 20°C comparées

On analyse le comportement thermique, élastique et plastique, donc on a besoin des différents modèles de matériau.

Les données thermiques nécessaires sont celles qui nous permettent de trouver la diffusivité thermique,  $a$ , de la structure. Du RCC-M, elles sont définies sur le tableau 4 ci-dessous.

| <b>Propriété</b>                  | <b>Valeur</b>          |
|-----------------------------------|------------------------|
| Masse volumique, $\rho$           | 7950 kg/m <sup>3</sup> |
| Chaleur massique, $C_p$           | 500 J/kg.°C à 20°C     |
| Conductivité thermique, $\lambda$ | 15 W/m.°C              |

Tableau 4: Constantes physiques thermiques du matériau

$$a = \frac{\lambda}{\rho C_p} \dots \text{(Equation 12)}$$

Cela nous donne une diffusivité thermique de  $3,77 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ . En supposant une longueur de 1 mm (en mesurant une taille typique d'une maille en Aster) le temps caractéristique,  $\tau$ , serait 26,5s.

$$\tau = \frac{e^2}{a} \dots \text{(Equation 13)}$$

d'où  $e$  = la longueur caractéristique

Au début, pour essayer de choisir un nombre de pas de temps, on a essayé de quantifier le temps de pas. On a calculé grossièrement  $\tau$ , le temps caractéristique du maillage en utilisant les équations 12 et 13, avec  $\lambda=15 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$ ,  $\rho=7950 \text{ kg/m}^3$ ,  $C_p=500 \text{ J/kg.}^\circ\text{C}$  et  $e=1\text{mm}$  (en prenant la largeur moyenne d'une maille sous Aster.) On a calculé  $\tau = 3,17\text{s}$ . Etant donné que le choc thermique ne dure que 5 secondes, on a pu utiliser cette valeur après le choc pour suivre l'évolution de la température dans la volute, mais pendant le choc, il fallait avoir beaucoup plus de pas.

| Température | E (GPa) | $\nu$ |
|-------------|---------|-------|
| 24°C        | 196     | 0,26  |
| 149°C       | 188     | 0,26  |
| 260°C       | 182     | 0,30  |
| 343°C       | 178     | 0,30  |

Tableau 5: Module du Young et Coefficient de Poisson

Pour le calcul élastique, les données utilisées sont présentées sur le tableau 5. Le module de Young et le coefficient de Poisson du matériau sont couplés à la température, tout en restant élastique.

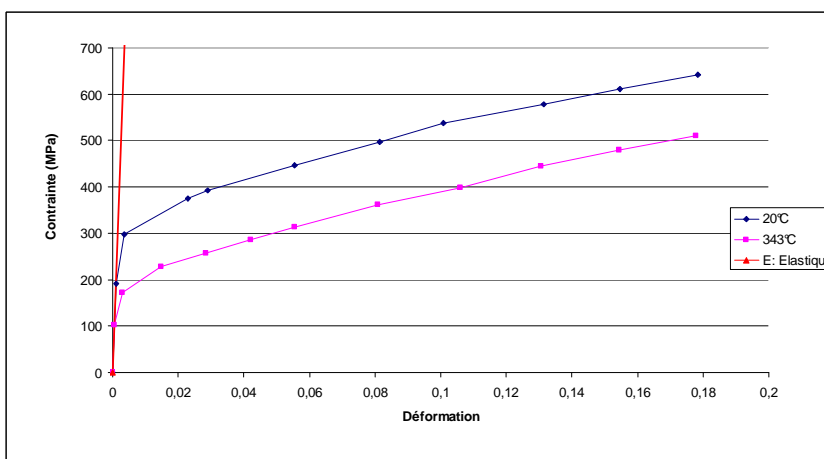


Figure 8: Courbes Sigma-Epsilon à 20°C et 343°C

Matériaux du Creusot de la Sté Creusot-Loire. Les logiciels font une interpolation linéaire entre les 2 courbes pour des températures intermédiaires (cf. figure 8.)

Pour le calcul plastique, on a entré deux courbes contrainte-déformation correspondantes à deux températures qui étaient fournies par le Centre de Recherches des

### 4.3 Conditions d'échange

En gardant les mêmes hypothèses que dans la note de calcul pour la pompe 1300 [Aflalo, 2008] on a choisi de prendre des valeurs constantes pour le coefficient d'échange,  $h$ . Le calcul avec  $h$  variable occasionnerait un surcroît de complexité dans la mise en données ainsi qu'être très difficile de modéliser sous Ansys et sous Code\_Aster.

Pour la paroi de la volute en contact avec l'eau véhiculée, on suppose qu'il n'y a que la convection forcée. En calculant les nombres de Reynolds, Prandtl et Nusselt, en utilisant les équations 14, 15 et 16, à partir de la longueur adoptée,  $L = \pi \cdot 0,4\text{m} = 1,257\text{m}$ , et la vitesse moyenne du fluide, 10m/s, on peut trouver  $h$  à 20°C, 100°C et 180°C. En sortant la moyenne, on trouve  $h = 25000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$ .

$$\text{Re} = \frac{VL}{\nu} \dots \text{(Equation 14)}$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \dots \text{(Equation 15)}$$

$$\text{Nu} = \frac{hL}{\lambda} = 0,036 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{1/3} \dots \text{(Equation 16)}$$

d'où  $V$  = vitesse moyenne du fluide

$\nu$  = viscosité cinématique

$\mu$  = viscosité dynamique

$\text{Nu}$  = nombre de Nusselt

$\text{Re}$  = nombre de Reynolds

$\text{Pr}$  = nombre de Prandtl

Pour la paroi externe, on suppose qu'il y a convection naturelle ainsi que rayonnement. Là encore, en prenant une valeur moyenne pour la gamme de température entre 20°C et 180°C, on trouve  $h = 13 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$ .

## 4.4 Conditions mécaniques et thermiques

### 4.4.1 Données

#### 4.4.1.1 Le chargement thermique

Le choc thermique est un passage en 5 secondes de la situation 10°C-42bar à 180°C-42bar. On n'attend qu'une occurrence de ce transitoire dans 40 ans, mais ici on fait une analyse de 10 cycles pour vérifier la conformité au RCC-M quant à la fatigue et la déformation progressive, qui ont lieu lorsqu'il y a un chargement cyclique.

On montre le choc thermique graphiquement sur la figure 9.

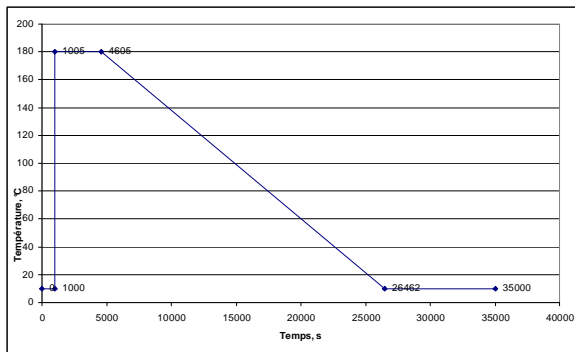


Figure 9: Choc thermique, cas élastique

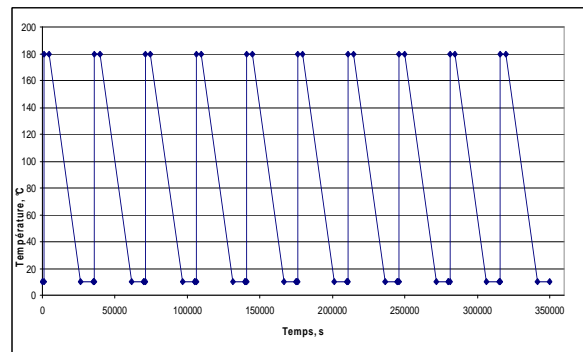


Figure 10: Choc thermique, 10 cycles, cas plastique

#### 4.4.1.2 Le chargement mécanique

Les conditions aux limites et le chargement mécanique étaient définies à partir des dessins et une notice de calcul d'Alstom [Aflalo, 1982] (cf. figure 11 ce-dessous pour une représentation graphique du chargement mécanique, et Annexe 3 pour les calculs de vérification du chargement.) On note qu'on ne voit pas la pression atmosphérique à cause de l'échelle ; la pression atmosphérique est 40 fois moins que la pression appliquée, donc les flèches qui la représentent sont trop petites pour être indiquées ici. On procède ici à une analyse d'où vient chaque chargement et une description brève de comment il était calculé.

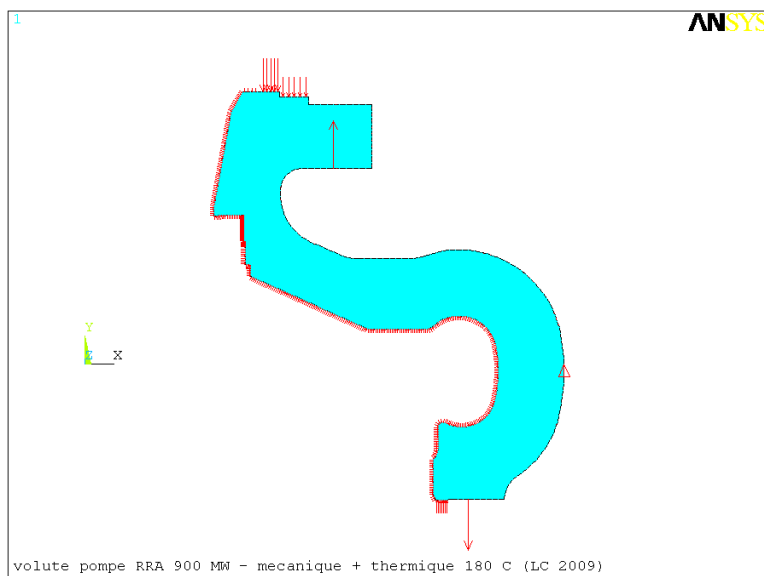


Figure 11: Chargement mécanique

1. La condition limite : pour éviter le mouvement de corps solide, le déplacement axial du nœud externe de la section 1 est considéré nul, c'est-à-dire  $dY=0$ . Cette condition correspondrait à un support simplement appuyé ; en réalité, ce support n'existe pas. Mais en appliquant cette condition, on introduit une réaction fictive de la

structure perturbant l'équilibre des forces réelles. A cause de cela, on cherche à annuler la réaction fictive, en réalisant une première itération de calcul du chargement mécanique où on relève la valeur de la réaction. On a trouvé que la réaction était 15 167 N (presque négligeable par rapport aux efforts appliqués, qui étaient de l'ordre 10 fois plus grand.) Pour rendre la force de réaction à ce nœud nulle tout en conservant la condition à la limite, on a choisi de rajouter cette valeur à la réaction du joint au fond. En vérifiant la réaction au nœud après, on a trouvé qu'elle était quasiment nulle (0,15 N.) Cette condition limite reflète l'appui par les pattes de la volute.

2. La pression : La pression appliquée est constante. En regardant la note de calcul de la société Alstom, référence 1637125 [Aflalo, 1982], la pression de design pour cette pompe est 42,5 bar, ou 4,25 MPa, partout. En réalité, la pression serait plus grande dans la partie refoulement, mais pour ce système, la pression de 42,5 bar était utilisée partout pour la conception et le dimensionnement, donc on reprend cette valeur. Pour la surface externe, on a pris la pression atmosphérique égale à 1 bar, soit 0,1 MPa.
3. Les efforts de goujons : Les efforts dans les goujons étaient définis dans la note de calcul de la société Alstom, référence 1637125 [Aflalo, 1982.] Les efforts étaient établis à partir des pressions et des efforts et moments appliqués par la tuyauterie à la bride en situation accidentelle avec séisme. Pour les goujons de la bride aspiration, il a été trouvé pour une

pression de 42,5 bar qu'il y aurait 99 573 N dans chaque goujon. Il y a 20 goujons dans la pompe, donc la force totale due aux goujons de la bride aspiration est 1 991 460 N. Pareillement, pour les goujons du fond, pour un goujon, l'effort trouvé était 118 920 N. Vu qu'il y a 18 goujons dans le fond, on aura donc au total 2 140 560 N dus aux goujons du fond.

4. Les joints : Il y a 3 joints principaux dans la volute : le joint au fond (métal-métal), un joint métal-métal à la bride aspiration et un joint d'étanchéité à la bride aspiration. Pour le joint au fond, les données sont fournies de la même note de calcul que pour les goujons du fond - pour chacun des 18 joints, il y a un effort de 19 760 N, donc le total est 355 680 N. Pourtant, comme on a vu ci-dessus, on a du corriger cet effort pour assurer les conditions limites de zéro réaction et zéro déplacement axial au nœud externe. Donc, après avoir corrigé cet effort, on a  $356\ 680 + 15\ 167 = 370\ 847$  N au total. Les efforts pour le joint d'étanchéité étaient fournis par le fabricant, donc on prend cette valeur de 778 010 N directement. Pareillement, on prend les données du fournisseur pour le joint métal-métal à la bride aspiration. On a une valeur de 823 690 N.

## 4.4.2 Application du chargement

### 4.4.2.1 Le chargement thermique

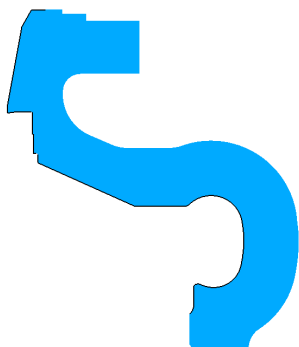


Figure 12: Le groupe « eau » où le choc thermique s'effectue

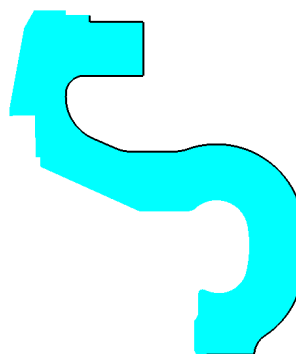


Figure 13: Le groupe « air » où la température ambiante s'effectue

On applique le choc thermique à la paroi interne. Sur la figure 12 ci-dessus, on voit la géométrie qu'on a choisie pour définir le groupe. A partir du plan n° 279134 (cf. Annexe 2), on a noté qu'en haut, l'eau entrerait jusqu'au joint d'étanchéité, donc on a appliqué la température jusqu'au début du joint ; en bas, il y a un joint métal-métal cylindrique avec un autre composant de la pompe (le fond), donc la température ne s'applique pas jusqu'au fond

de la volute.

On applique aussi la température externe de 15°C à la paroi externe, sur la surface indiquée sur la figure 13.

#### 4.4.2.2 Le chargement mécanique

1. La condition limite : l'application de la condition limite était facile ; on a appliqué un déplacement de zéro dans la direction axiale sur le nœud qui se trouve sur l'axe X à la paroi externe de la volute.
2. La pression : La pression de design était appliquée sur la paroi interne ; pourtant, la géométrie d'application est différente de celle pour l'application du choc thermique. En fait, on a appliqué la pression jusqu'au fond de la volute, y compris le joint cylindrique ; on croyait que, même si la température ne peut pas diffuser assez vite, la pression s'appliquerait ici. La pression atmosphérique est appliquée à la même surface externe que la température externe.
3. Les efforts des goujons : On a appliqué les efforts des goujons à un nœud sur le modèle 2D. On aurait pu aussi les modéliser en prenant la surface de chaque goujon et en trouvant la pression équivalente qui aurait été présente ; néanmoins cette méthode était plus simple.
4. Les joints : Pour modéliser les chargements aux joints, on a considéré la surface sur laquelle la force est active et on a appliqué une pression équivalente en considérant la force totale et cette surface.

### 4.5 Maillage

On a utilisé deux maillages différents pour les deux logiciels. La possibilité de transférer le même maillage entre Ansys et Aster a été examinée, mais on ne pouvait pas le faire facilement, seule la géométrie peut être transférée, via le format IGES, d'Ansys à Salomé.

### 4.5.1 Ansys

On peut voir sur la figure 14 ci-dessous le maillage produit par Ansys. On a choisi d'utiliser des éléments quadrilatéraux parce qu'ils permettent le logiciel de trouver la solution finale avec plus de facilité, par rapport aux éléments triangulaires. Le maillage comprend 13296 nœuds et 4246 éléments.

Le maillage a été densifié sur toute la peau interne pour mieux décrire le comportement thermique de la volute directement après le choc. Les éléments sont du type PLANE77 pour le cas thermique et du type PLANE183 pour le cas mécanique ; ils sont axisymétriques et de formulation quadratique.

### 4.5.2 Aster (Salomé)

Dans un premier temps, on a essayé d'utiliser des éléments triangulaires parce qu'on avait du mal à bien gérer la gradation des tailles de mailles avec les éléments quadrilatéraux. Pourtant, après avoir passé le calcul, on avait aussi des problèmes avec le ratio d'aspect de quelques éléments triangulaires, donc on a refait le maillage avec des éléments quadrilatéraux. Le maillage final a 13629 nœuds et 4448 mailles (cas quadratique.)

Ici aussi, le maillage a été densifié sur la peau interne, surtout aux changements de la géométrie.

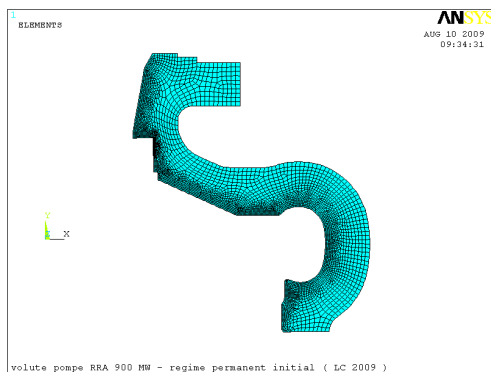


Figure 14: Maillage Ansys

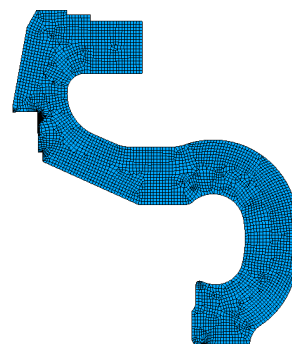


Figure 15: Maillage Aster



### 4.5.3 Modélisation de la frette

Une frette est présente à la paroi interne de la volute. Pour mieux modéliser le comportement réel, on a essayé de modéliser et mailler également la frette. On l'a fait de la même façon que la volute, en prenant la géométrie et en utilisant les « *mailleurs* » des logiciels. On a dû vérifier que le ratio d'aspect était partout passable, à cause de sa géométrie compliquée. Il y a du contact entre la frette et la volute au joint cylindrique et en haut (cf. figure 17) ; ensuite, il y a un passage entre les deux pièces qui ne mesure que 0,360 mm de large. Il fallait mailler cette région pour le cas thermique, car on la modélisait comme s'il y avait de l'eau dedans pour avoir une représentation précise du champ thermique.

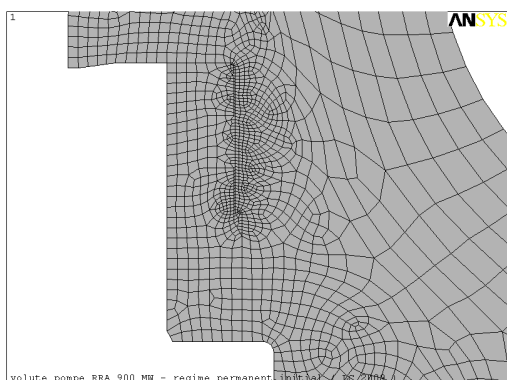


Figure 16: Maillage Frette Ansys

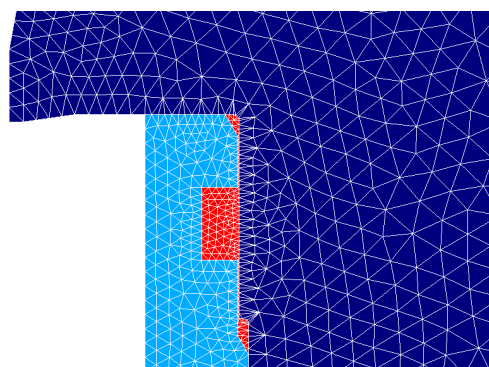


Figure 17: Maillage Frette Aster

#### 4.5.3.1 Modélisation thermique

La modélisation thermique était plus simple que la modélisation mécanique. On a pu utiliser un maillage pour les trois « composants », en appliquant des propriétés différentes pour les trois régions : la frette, la volute et l'eau entre les deux. On a pu passer le calcul thermique avec les deux logiciels.

#### 4.5.3.2 Modélisation mécanique

La modélisation mécanique est plus compliquée, car il faut bien décrire les conditions de contact qui existent entre la frette et la volute. Pour faire cela, il faut utiliser deux maillages différents, ayant un champ thermique qui s'applique sur les deux. En utilisant le plan

n°279134, on a appliqué le serrage initial et on a essayé de régler les paramètres de la raideur de contact et du coefficient du frottement pour arriver à une solution physique et vraisemblable. Sous Ansys, on a réussi à faire cela, grâce à l'expertise qu'on avait obtenue auparavant en faisant l'étude sur la volute 1300 MW. Pourtant sous Aster, on a terminé l'étude sans la frette ; la modélisation de la frette et des conditions du contact fera partie des prochaines étapes. On voulait aussi éviter d'introduire d'autres paramètres qui pouvaient avoir un effet sur la comparaison des résultats des deux logiciels, tels que les conditions de contact entre la frette et la volute.

## 5 Résultats et Analyse

### 5.1 Thermique

#### 5.1.1 Températures dans les 3 Sections

##### 5.1.1.1 Sans la frette

On a appliqué le chargement thermique seul pour effectuer une première comparaison des deux modèles et pour retenir le champ thermique présent dans la volute à chaque instant. Ci-après, on trouve l'évolution de la température aux parois internes et externes des sections 1 à 3 ainsi que la distribution de la température à certains instants. On regarde aussi les gradients entre la température à la paroi interne et celle à la paroi externe pour les trois sections.

On constate aussi qu'on a dû utiliser 156 pas de temps en Ansys, et 245 en Aster. En dessous de ces chiffres, on a eu des résultats qui n'étaient pas physiquement possibles, où la température à la paroi interne dépassait 180°C.

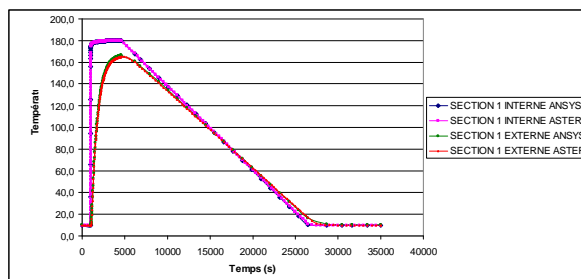


Figure 18: : L'évolution de la température aux parois internes et externes de la section 1

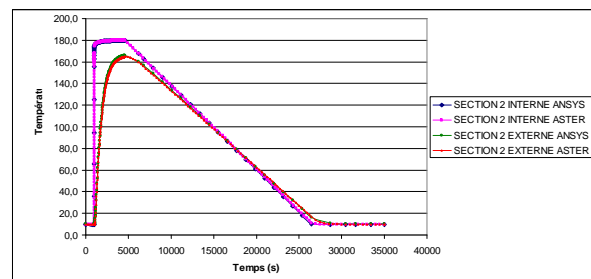


Figure 19: : L'évolution de la température aux parois internes et externes de la section 2

Comparaison des méthodes de calcul de la durée de vie de la volute d'une pompe

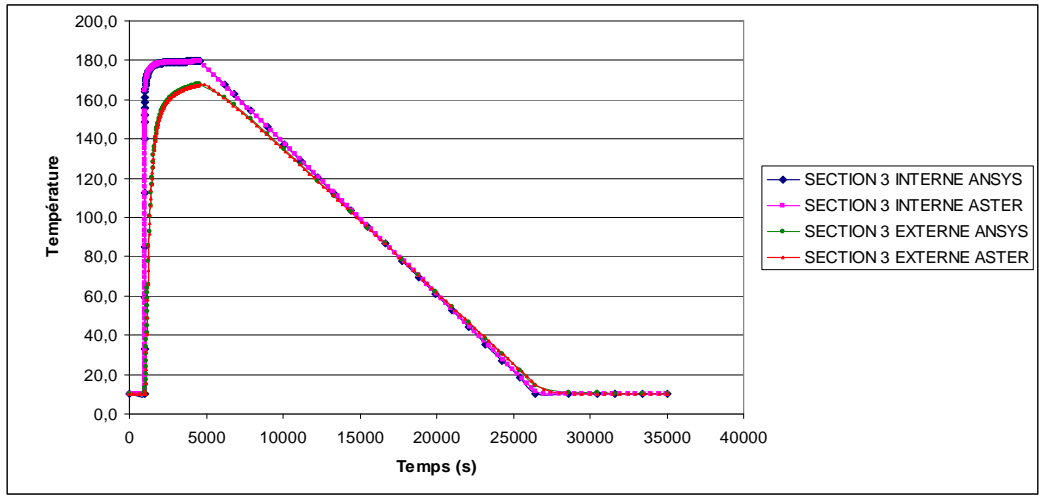


Figure 20: : L'évolution de la température aux parois internes et externes de la section 3

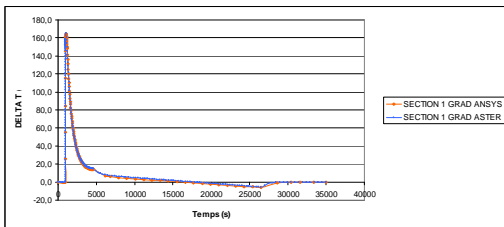


Figure 21: : L'évolution du gradient de la section 1

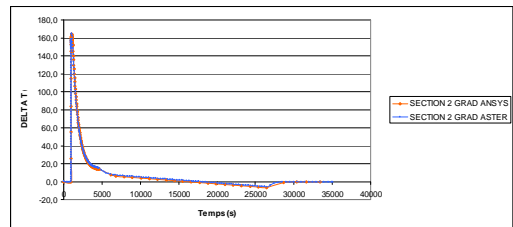


Figure 22: : L'évolution du gradient de la section 2

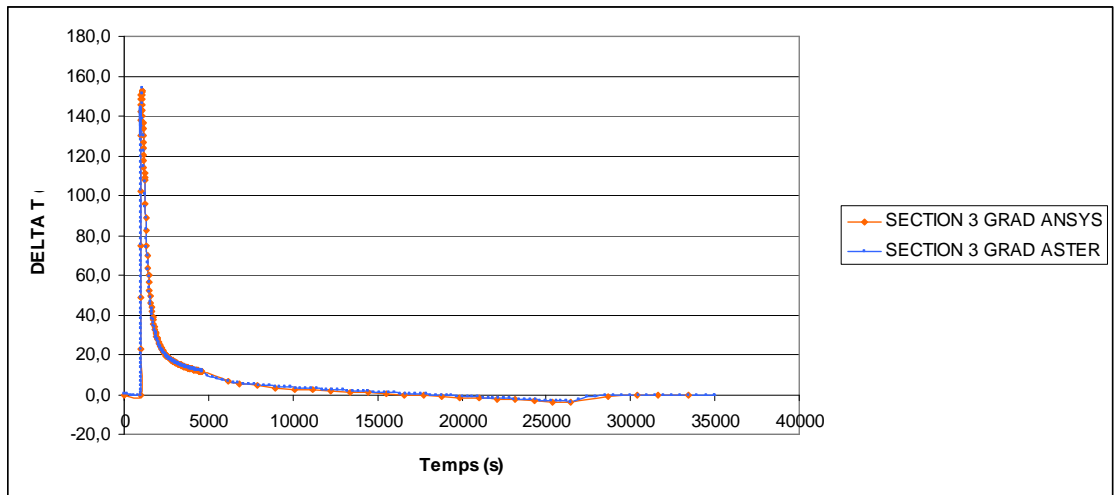


Figure 23: : L'évolution du gradient de la section 3

On note que les résultats d'Ansys et ceux d'Aster sont presque identiques.

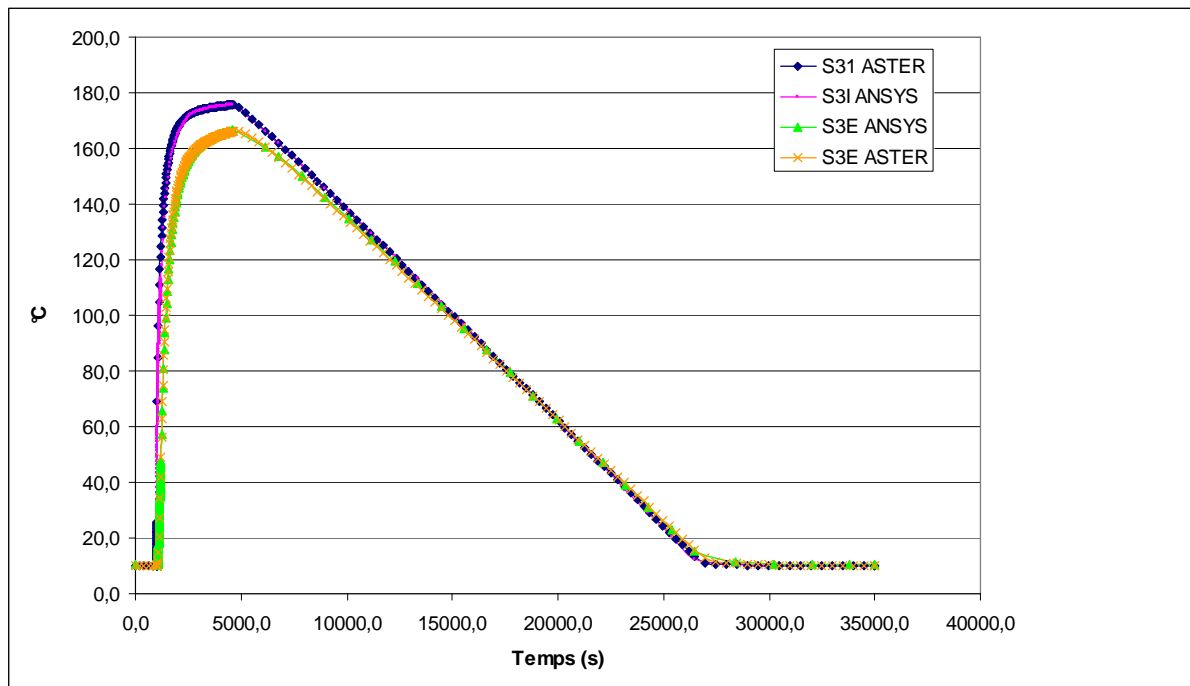
Il s'est avéré aussi que la plus grande différence entre les températures aux parois internes et externes se trouvent entre  $t=1032s$  et  $t=1062s$  (cf. tableau 6 ci-dessous), par conséquent la contrainte maximale aura lieu entre ces moments-là aussi.

|                               |       | Section 1      | Section 2      | Section 3      |
|-------------------------------|-------|----------------|----------------|----------------|
| $\Delta T$<br>(°C) /<br>temps | Ansys | 164,5 / 1062 s | 163,9 / 1062 s | 152 / 1032 s   |
|                               | Aster | 164,9 / 1058 s | 164,6 / 1082 s | 153,8 / 1034 s |

Tableau 6: Gradient Maximal pour les 3 sections

### 5.1.1.2 Avec la frette

On a pu passer le calcul thermique avec la frette sous les deux logiciels. La différence principale pour le cas thermique est qu'il y a une « zone morte » avec la frette, où la température prend plus longtemps de diffuser dans la volute (cf. figures 25, 26 et 27 ci-dessous.)



24: L'évolution de la température aux parois internes et externes de la section 3 avec frette

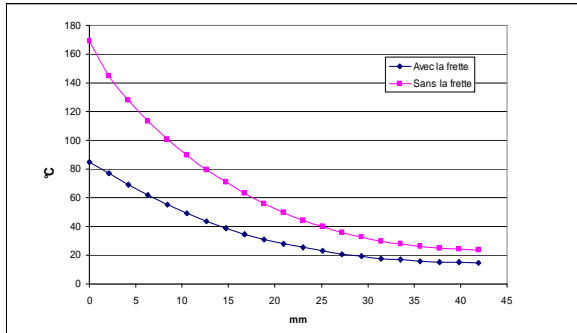


Figure 25: La température dans la section 3 à 1082s

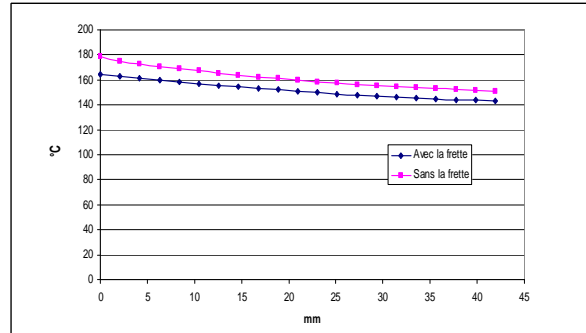


Figure 26: La température dans la section 3 à 1987s

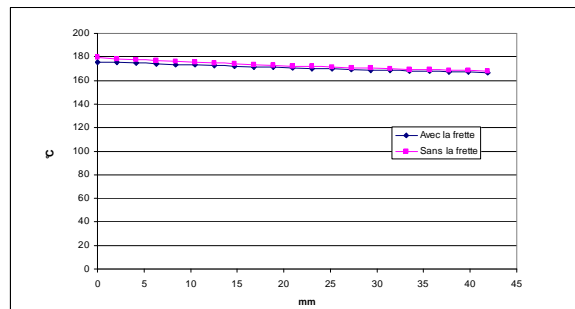


Figure 27: La température dans la section 3 à 4605s

On constate que les résultats obtenus d'Ansys et d'Aster sont quasiment pareils ; sur la figure 24, on fait la comparaison entre les résultats des deux logiciels pour la paroi interne de la section 3. La prise en compte de la frette permet d'abaisser le gradient thermique dans l'épaisseur.

On compare également sur les figures 25 à 27, la température le long de la section 3 sans ou avec la frette à 1082s, 1987 s et 4605s. On constate que la différence entre les deux cas diminue.

### 5.1.1.2.1 Isothermes

Trouvez ci-après les isothermes dans la volute au niveau de la frette pour le cas avec ou sans la frette à  $t = 1082s$ . La « zone morte » est évidente.



Figure 28: Isotherme avec frette à 1082s

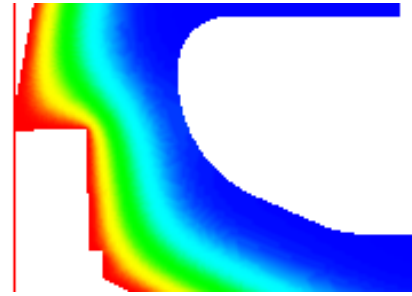


Figure 29: Isotherme sans frette à 1082s

### 5.1.2 Comparaison des éléments linéaires et quadratiques : Code\_Aster

Dans la notice d'utilisation sur le choix des éléments finis [Michel-Ponnelle], il est conseillé d'utiliser des « *éléments linéaires en thermiques pour les calculs chaînes et les calculs de thermique transitoire rapide* » et « *des éléments quadratiques en mécanique.* » Comme on utilisait les mêmes éléments sous Code\_Aster pour les deux calculs, on utilisait les éléments quadratiques pour tous. Toutefois, pour vérifier l'effet du maillage, on a fait une étude de comparaison entre les éléments linéaires et les éléments quadratiques.

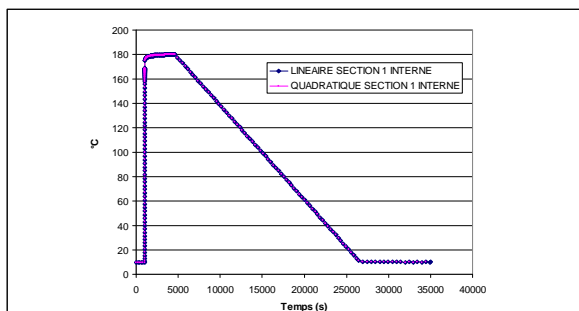


Figure 30: La température à la paroi interne de la section 1

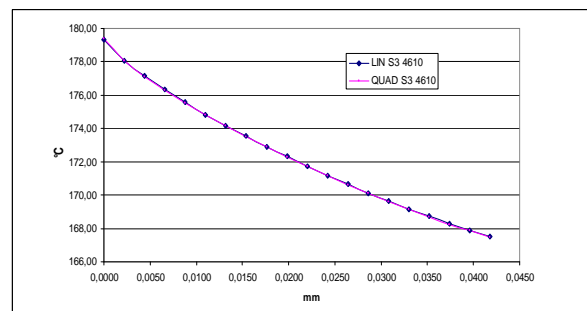


Figure 31: La température dans la section 3 à 4610s

On peut voir que la différence est négligeable ; pourtant, on voit qu'il y a quand même des écarts. L'écart maximal est de 5,27 % et elle se trouve au nœud interne de la section 1 à 1000,2 s.

## 5.2 Mécanique

### 5.2.1 Calcul élastique seul (instant 0 à 1000s)

Le choc thermique commence à 1000s. Jusqu'à ce moment-là, la volute est soumise au chargement mécanique seul : les pressions, les efforts des goujons et les efforts des joints. Pour vérifier les critères du RCC-M (définis dans la section 2) on analyse les contraintes circonférentielles, axiales et la contrainte équivalente de Tresca pour les sections 1, 2 et 3 (cf. figure 7) le long de l'épaisseur. Afin de vérifier ces critères, on représente également les résultats d'Ansys et d'Aster pour les valeurs maximales de la contrainte de flexion et de la contrainte de membrane. On représente l'état de contrainte de Tresca dans la volute à 1000s.

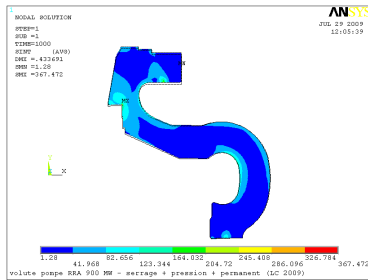


Figure 32: Contrainte de Tresca équivalente dans la volute à 1000s (Ansys)

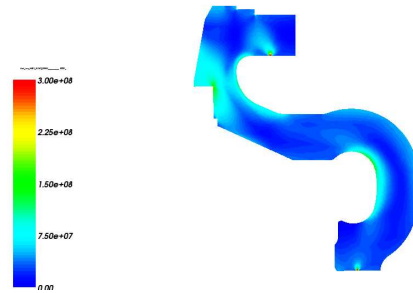


Figure 33: Contrainte de Tresca équivalente dans la volute à 1000s (Aster)

|                  |                                       | Section 1 | Section 2 | Section 3 |
|------------------|---------------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Contrainte (MPa) | $P_m$                                 | 20,34     | 12,47     | 65,19     |
|                  | $P_m + P_b$                           | 83,76     | 78,56     | 133,3     |
|                  | $S_e$ au nœud interne de la section 3 | 105,5     | 141,79    | 367,48    |

Tableau 7: Contraintes Maximales de Membrane ( $P_m$ ), de Flexion ( $P_b$ ) et de Tresca ( $S_e$ ) à t=1000s

#### 5.2.1.1 Vérification des critères du RCC-M

Pour justifier la résistance de la volute afin de vérifier sa durée de vie, on doit d'abord s'assurer qu'il n'y a pas de risque de rupture brutale (les critères 1,2 et 3 dans la Section 2 sont atteints.)



La contrainte équivalente maximale,  $S$ , est de 111 MPa (d'après le RCC-M, Tableau Z I 1.5, cf. Annexe 4 pour le calcul.) On vérifie les critères 1, 2 et 3 pour les 3 sections :

|                  | Section 1  | Respecté ? |
|------------------|--|------------|
| <b>Critère 1</b> | $P_m = 20,34MPa < S_m = 111MPa$                            | OUI        |
| <b>Critère 2</b> | Si critère 3 est atteint, critère 2 est forcément atteint. | OUI        |
| <b>Critère 3</b> | $P_m + P_b = 83,76MPa < 1,5S_m = 166,5MPa$                 | OUI        |

Tableau 8: Vérification des critères 1,2 et 3 pour la section 1

|                  | Section 2  | Respecté ? |
|------------------|--|------------|
| <b>Critère 1</b> | $P_m = 12,47MPa < S_m = 111MPa$                            | OUI        |
| <b>Critère 2</b> | Si critère 3 est atteint, critère 2 est forcément atteint. | OUI        |
| <b>Critère 3</b> | $P_m + P_b = 78,56MPa < 1,5S_m = 166,5MPa$                 | OUI        |

Tableau 9: Vérification des critères 1,2 et 3 pour la section 2

|                  | Section 3  | Respecté ? |
|------------------|--|------------|
| <b>Critère 1</b> | $P_m = 65,19MPa < S_m = 111MPa$                            | OUI        |
| <b>Critère 2</b> | Si critère 3 est atteint, critère 2 est forcément atteint. | OUI        |
| <b>Critère 3</b> | $P_m + P_b = 133,3MPa < 1,5S_m = 166,5MPa$                 | OUI        |

Tableau 10: Vérification des critères 1,2 et 3 pour la section 3

### 5.2.1.2 Comparaison Ansys-Aster

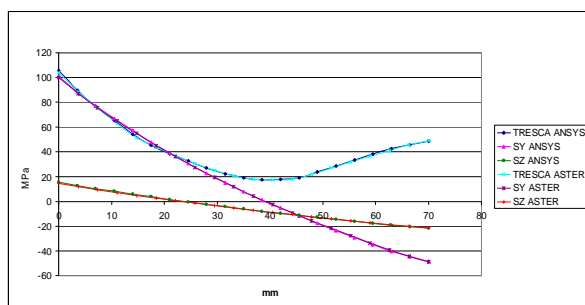


Figure 34: Contraintes Circonférentielles (SZ), Axiales (SY) et de Tresca dans la Section 1 à 1000s

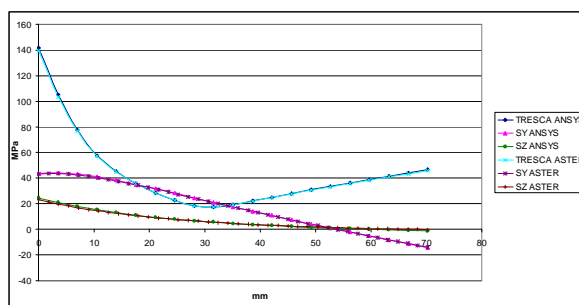


Figure 35: Contraintes Circonférentielles (SZ), Axiales (SY) et de Tresca dans la Section 2 à 1000s

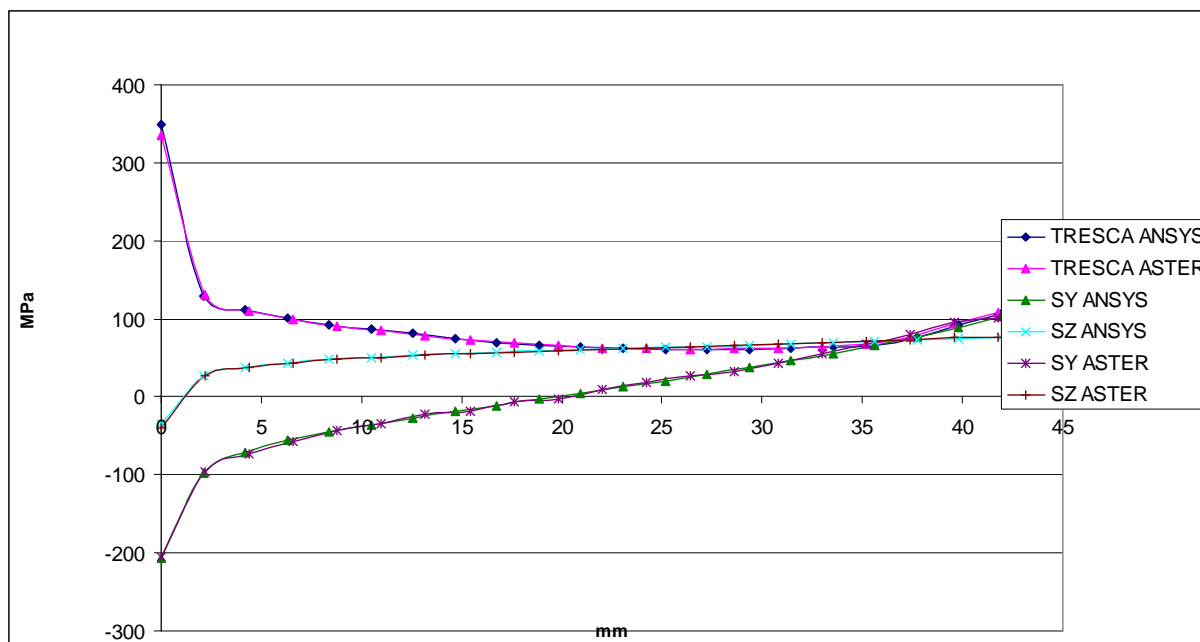


Figure 36: Contraintes Circonférentielles (SZ), Axiales (SY) et de Tresca dans la Section 3 à 1000s

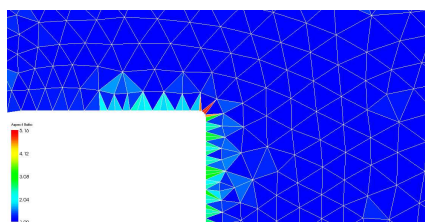


Figure 37: Ratio d'aspect à la paroi interne de la Section 3

Les figures 34, 35 et 36 montrent les résultats obtenus avec Ansys et Code\_Aster. Les valeurs obtenues sont clairement similaires, de même pour les tendances qui s'en dégagent. On constate que l'erreur la plus importante est rencontrée au niveau de la paroi interne de la section 3. On utilisait avant un autre modèle sous Aster, constitué des mailles triangulaires et plus raffiné au niveau de la paroi interne. Pourtant, l'utilisation de ce maillage conduisait à des erreurs plus importantes au niveau de la paroi interne de la section 3, dans la mesure où les mailles y étaient trop allongées (cf. figure 37.) En effet, lorsque l'on utilise des mailles triangulaires, la bonne pratique consiste à les « déformer » le moins possible sous peine d'obtenir des résultats erronés.

### 5.2.2 Calcul Thermoélastique (au-delà de 1000s)

Le choc thermique a lieu à l'instant  $t=1000s$  ; le calcul devient thermoélastique, avec les propriétés matériaux fournis dans le tableau 5 dans la section 4.2. Ce calcul est pour vérifier contre la déformation excessive et la fatigue (critères 4 et 5 dans la section 2.)

On représente dans le tableau 11, la somme maximale de la contrainte de flexion et la contrainte de membrane dans chaque section pendant les 35000 secondes du cycle, ainsi que la valeur maximale de la contrainte équivalente de Tresca.

|                  |                                      | Section 1                   | Section 2                   | Section 3                   |
|------------------|--------------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| Contrainte (MPa) | $P_m + P_b + Q$<br>(Résultats Aster) | 278,5 / 1144s<br>283 / 1130 | 309,8 / 1184s<br>313 / 1178 | 568,9 / 1124s<br>591 / 1130 |
|                  | $S_e$                                | 552 / 1010s                 | 607 / 1018s                 | 3112,9 / 1064s              |

Tableau 11: Contraintes de Membrane Linéarisées ( $P_m + P_b + Q$ ) et de Tresca ( $S_e$ )

On représente ci-dessous les isocontraintes de Tresca dans la volute à 1010s, 1124s et 1184s.

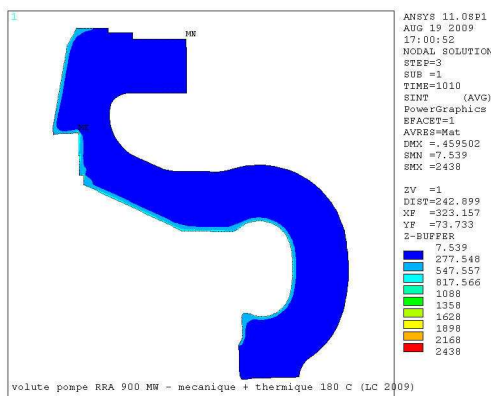


Figure 38: Contrainte équivalente de Tresca dans la volute à 1010s (Ansys)

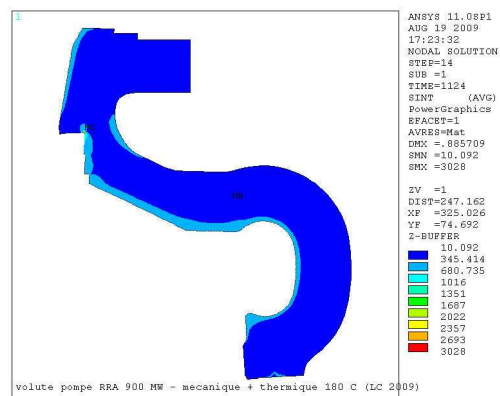


Figure 39: Contrainte équivalente de Tresca dans la volute à 1124s (Ansys)

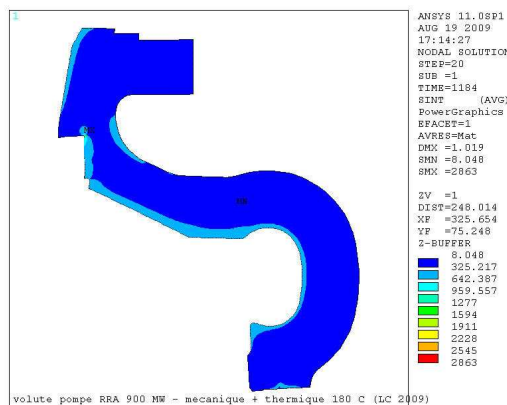


Figure 40: Contrainte équivalente de Tresca dans la volute à 1184s (Ansys)

On peut voir que la zone qui voit les plus fortes contraintes se situe toujours à l'intérieur de la section 3, où l'on a un changement de la section.

### 5.2.2.1 Vérification des critères du RCC-M

Ici, on entreprend véritablement la vérification des critères du niveau A, soit les critères 4 et 5 dans la section 2. On cherche à éviter la déformation progressive et la fatigue. On prend les valeurs du tableau 11 :

|                  | <b>Critère 4</b>                                  | <b>Respecté ?</b> |
|------------------|---|-------------------|
| <b>Section 1</b> | $(P_m + P_b + Q)_{\max} = 278,5MPa < 3S = 333MPa$ | OUI               |
| <b>Section 2</b> | $(P_m + P_b + Q)_{\max} = 309,8MPa < 3S = 333MPa$ | OUI               |
| <b>Section 3</b> | $(P_L + P_b + Q)_{\max} = 568,9MPa > 3S = 333MPa$ | <b>NON</b>        |

Tableau 12: Vérification du Critère 4

Le critère n'est pas respecté pour la section 3. Il y a donc risque de déformation progressive avec ce calcul élastique et on doit assurer qu'elle n'a pas lieu en étendant le modèle à un cas plastique, avec un comportement d'érouissage qui peut prédire l'existence du rochet thermique.

En ce qui concerne la fatigue, la contrainte équivalente la plus élevée pendant le choc thermique se trouve à la paroi interne de la section 3, et elle est de 3112,9MPa. Du RCC-M, on prend :

$$S_a = \frac{1}{2} K_e \frac{E_c}{E} S_{alt} \dots (\text{Equation 17})$$

d'où :  $S_a$  = contrainte d'entrée dans la courbe de Wöhler

$K_e$  = facteur de concentration élastoplastique – peut atteindre 3

$E$  = module de Young

$E_c$  = module d'élasticité associé à la courbe de fatigue

$$S_{alt} = \text{contrainte maximale appliquée}$$

A partir d'équation 17, en prenant  $K_e = 3$ , on trouve  $S_a = 4353,2MPa$ . A partir de la courbe de fatigue, (cf. Annexe 1 ou la Figure Z I 4.2 dans le RCC-M), on trouve que la durée de vie de fatigue est de 13 cycles. Le facteur d'usage,  $u$ , est donc de  $7,69 \times 10^{-1}$ . Le critère 5 est atteint.

### 5.2.2.2 Comparaison Ansys-Aster

On présente ci-dessous les isocontraintes de Tresca obtenus avec les deux logiciels aux instants 1005s et à 4605s, ainsi que la variation de la contrainte de Tresca dans les 3 sections à certains instants pendant et après la période du choc : 1005s, 1084s, 1500s, 2000s, 4605s, 35000s.

#### Isocontraintes

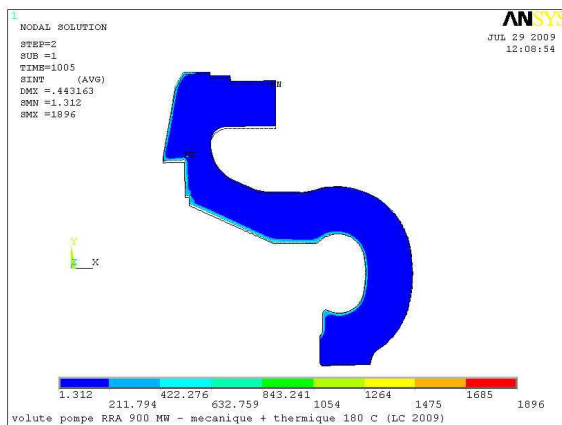


Figure 41: Contrainte équivalente de Tresca dans la volute à 1005s (Ansys)

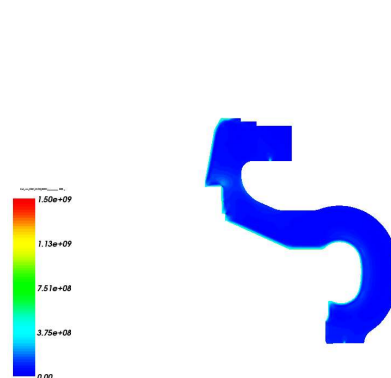


Figure 42: Contrainte équivalente de Tresca dans la volute à 1005s (Aster)

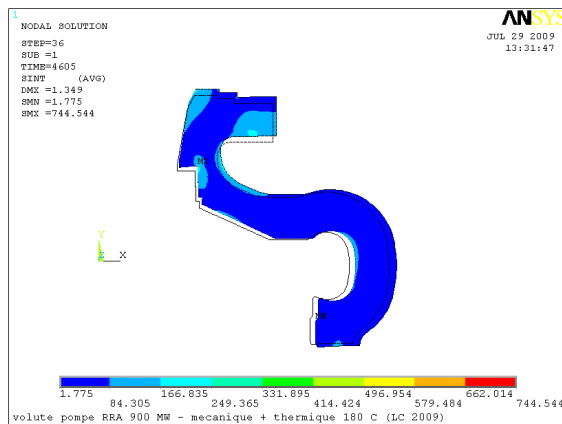


Figure 43: Contrainte équivalente de Tresca dans la volute à 4605s (Ansys)

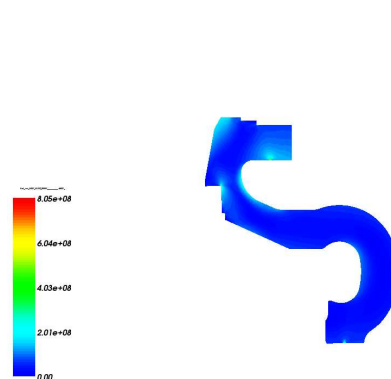


Figure 44: Contrainte équivalente de Tresca dans la volute à 4605s (Aster)

## Section 1

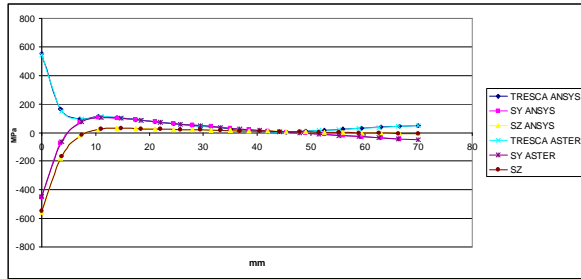


Figure 45: Contraintes dans la Section 1 à 1005s

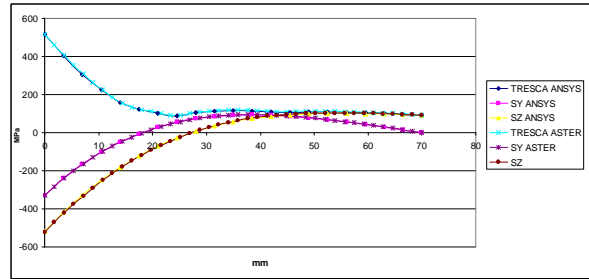


Figure 46: Contraintes dans la Section 1 à 1084s

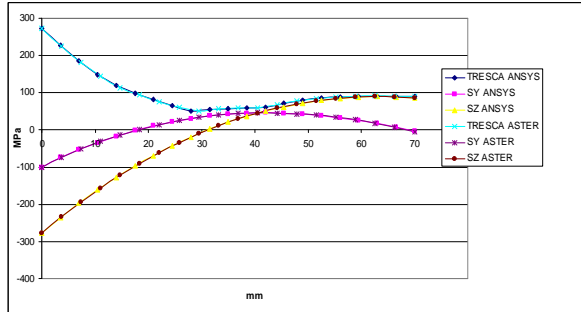


Figure 47: Contraintes dans la Section 1 à 1500s

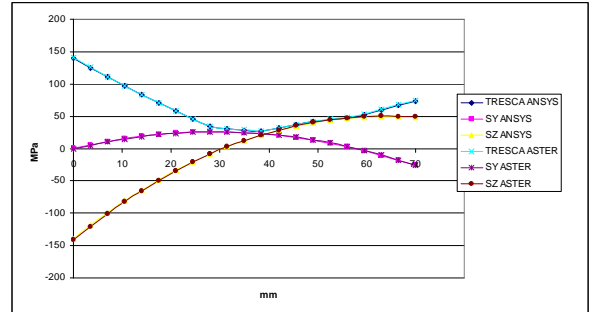


Figure 48: Contraintes dans la Section 1 à 2000s

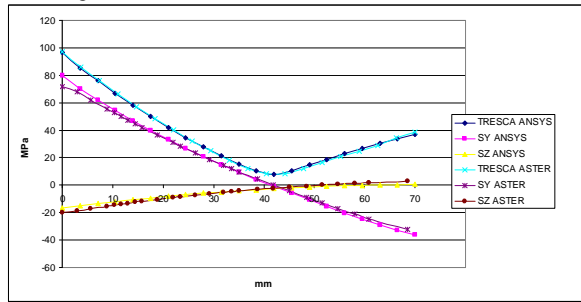


Figure 49: Contraintes dans la Section 1 à 4605s

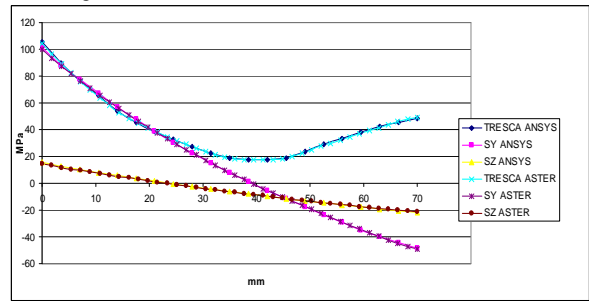


Figure 50: Contraintes dans la Section 1 à 35000s

## Section 2

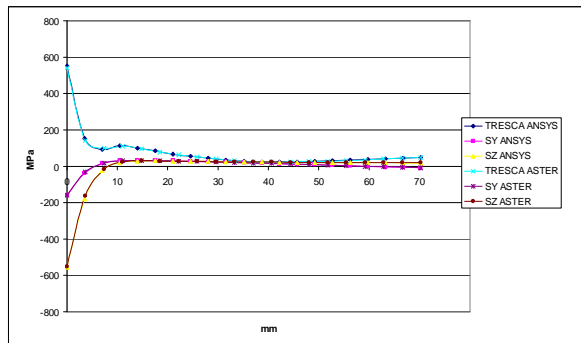


Figure 51: Contraintes dans la Section 2 à 1005s

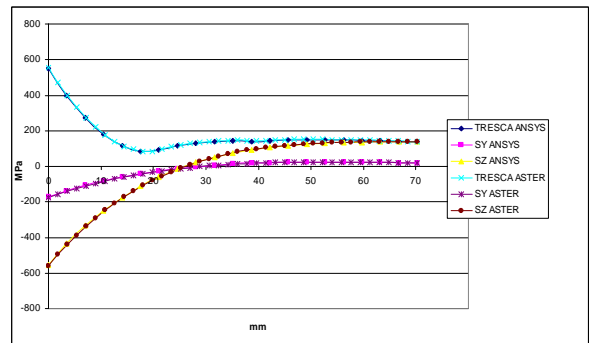


Figure 52: Contraintes dans la Section 2 à 1084s

## Comparaison des méthodes de calcul de la durée de vie de la volute d'une pompe

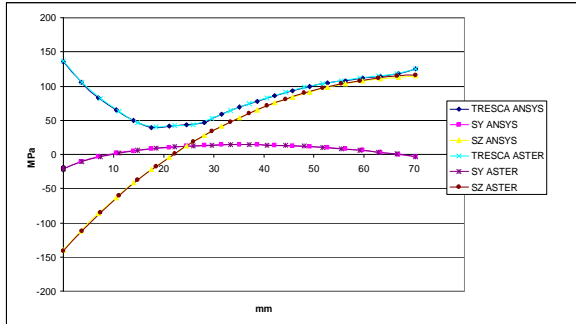


Figure 53: Contraintes dans la Section 2 à 1500s

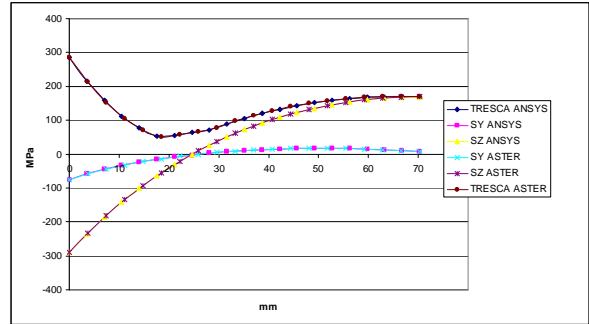


Figure 54: Contraintes dans la Section 2 à 2000s

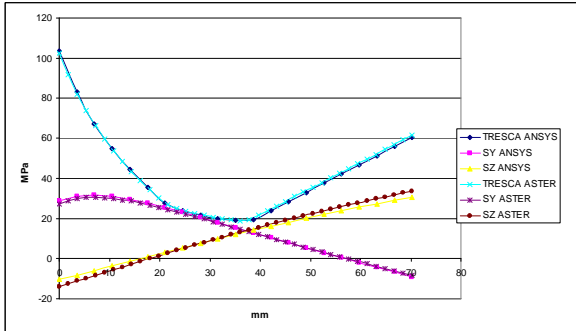


Figure 55: Contraintes dans la Section 2 à 4605s

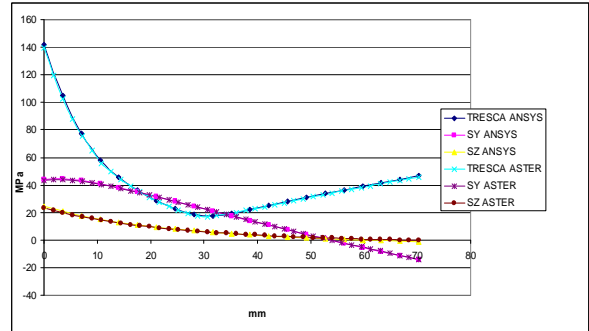


Figure 56: Contraintes dans la Section 2 à 35000s

### Section 3

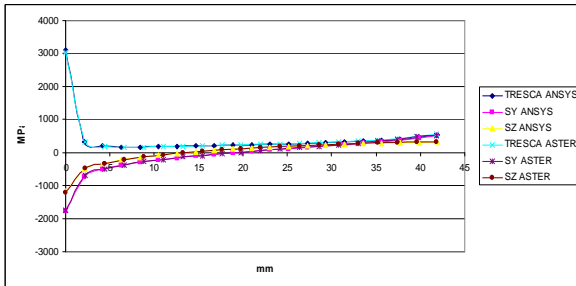


Figure 57: Contraintes dans la Section 3 à 1005s

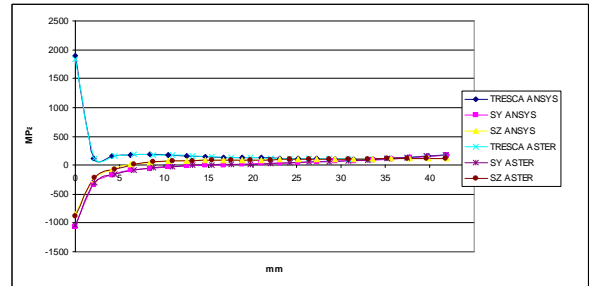


Figure 58: Contraintes dans la Section 3 à 1084s

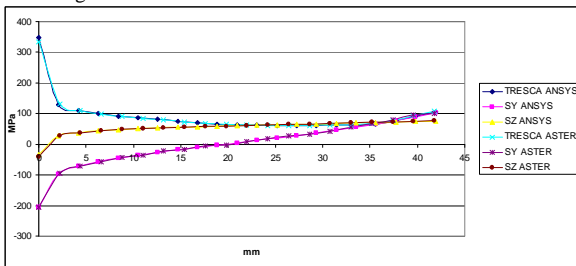


Figure 59: Contraintes dans la Section 3 à 1500s

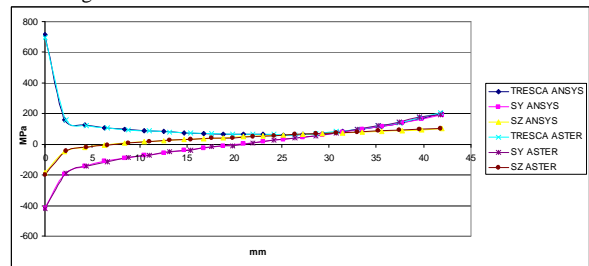


Figure 60: Contraintes dans la Section 3 à 2000s

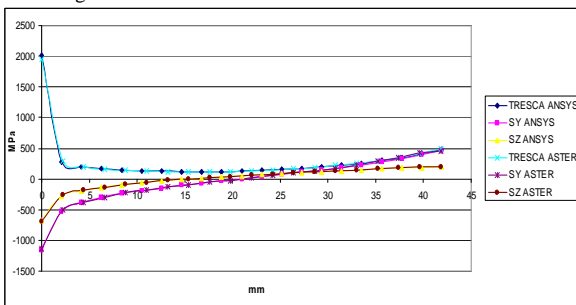


Figure 61: Contraintes dans la Section 3 à 4605s

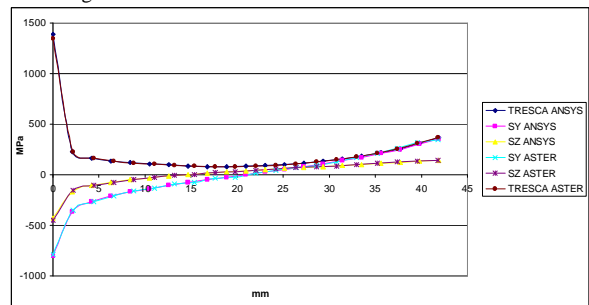


Figure 62: Contraintes dans la Section 3 à 35000s

Les valeurs restent quasiment identiques pour les deux logiciels.

### Evolution avec temps

On représente sur les figures 63 à 65, l'évolution de la contrainte de Tresca aux parois internes de chaque section. On voit que les résultats obtenus avec les deux logiciels sont très comparables. Toutefois, les valeurs obtenues avec Ansys sont plus élevées. On croit que ce phénomène a lieu car les mailles qu'on utilise avec Aster sont plus petites que celles d'Ansys ; donc, quand les moyennes des contraintes sont calculées, les valeurs sont coupées et elles sont plus petites. On a donc choisi d'utiliser les résultats d'Ansys pour vérifier les critères du RCC-M afin de rester conservative.

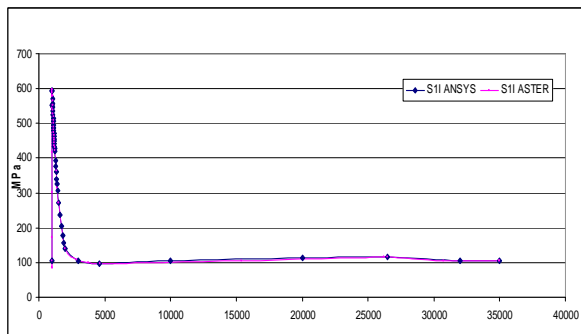


Figure 63: Contrainte équivalente de Tresca à l'interne de la Section 1

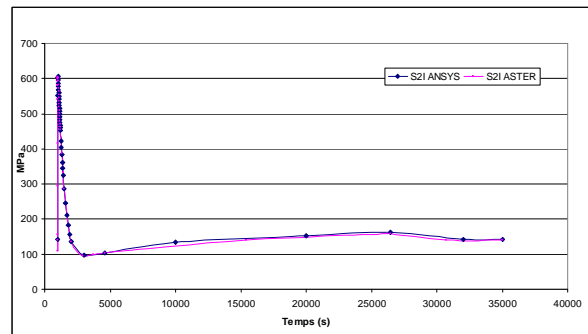


Figure 64: Contrainte équivalente de Tresca à l'interne de la Section 2

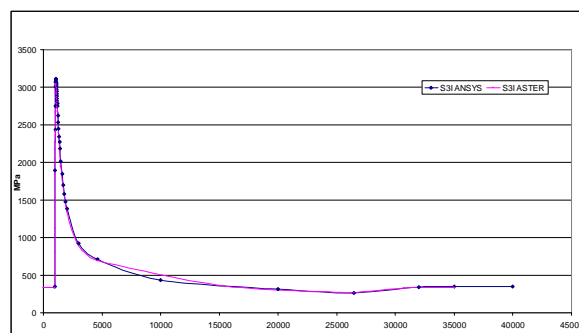


Figure 65: Contrainte équivalente de Tresca à l'interne de la Section 3

### 5.2.3 Calcul Thermoplastique

Afin de modéliser le comportement plastique de la volute, et surtout pour vérifier que le rochet thermique n'a pas lieu pendant le chargement thermique cyclique, on a effectué un



calcul thermoplastique de la volute, en utilisant les deux courbes de plasticité fournies dans la section 4.2.

On a de plus considéré 3 comportements d'écrouissage différents : isotrope, cinématique et de Chaboche.

Pour ce calcul plastique, le choc thermique a été appliqué 10 fois (cf. figure 10.) Même si on attend que ce choc n'ait lieu qu'une fois pendant toute la durée de vie de la pompe, cela nous permet de vérifier contre la déformation progressive.

Les courbes contrainte-déformation du nœud interne de la section 3 pendant les 10 chocs thermiques sont présentées ci-dessous.

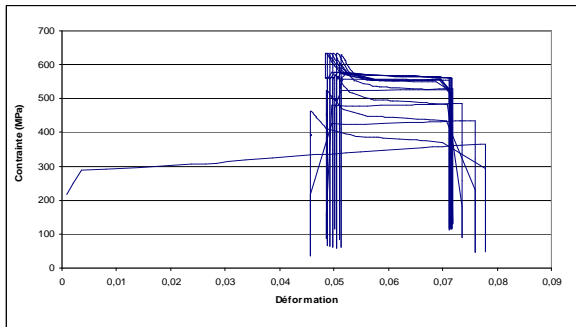


Figure 66: Courbe sigma-epsilon à la paroi interne de la Section 3, isotrope, Ansys

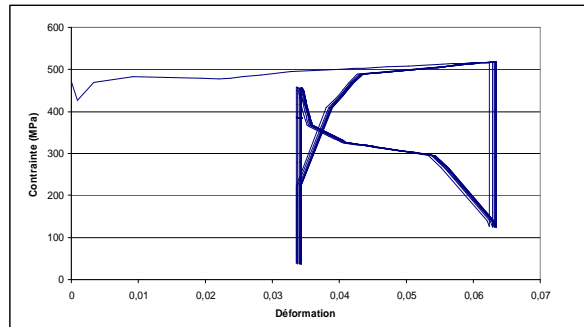


Figure 67: Courbe sigma-epsilon à la paroi interne de la Section 3, cinématique, Ansys

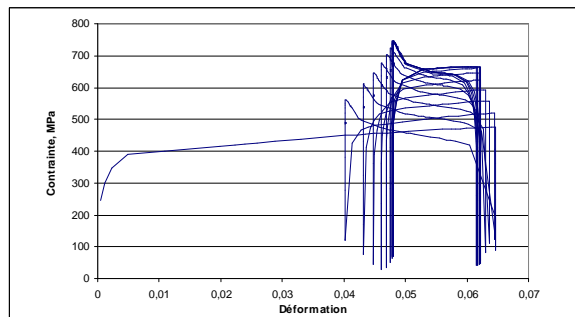


Figure 68: Courbe sigma-epsilon à la paroi interne de la Section 3, Chaboche, Ansys

Les figures ci-dessus montrent clairement que, même s'il n'y a pas d'adaptation plastique, l'accommodation plastique a lieu. Ceci est vrai pour les 3 types d'écrouissage. La déformation n'augmente plus après un certain moment, ce qui prouve que le régime est bien celui de l'accommodation plastique et non pas du rochet thermique. On voit clairement aussi qu'il y a

des boucles d'hystérésis (pendant lesquelles la déformation maximale reste constante), telles qu'on voit pendant l'accommodation plastique.

### 5.2.3.1 Comparaison des Ecroissements

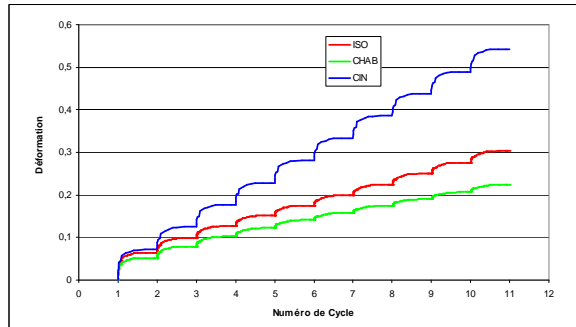


Figure 69: Déformation Cumulée pour l'érouissage isotrope, cinématique et Chaboche, Ansys

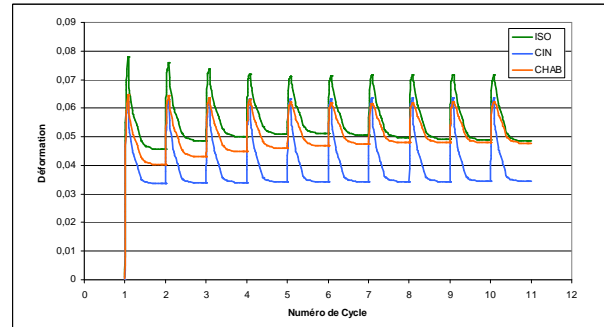


Figure 70: Déformation Instantanée pour l'érouissage isotrope, cinématique et Chaboche, Ansys

Les figures 69 et 70 montrent respectivement la déformation cumulée et la déformation instantanée, au nœud interne de la section 3 (partie de la volute soumise aux plus fortes contraintes.) On observe qu'avec le comportement de Chaboche, la déformation cumulée maximale est de 0,224, alors qu'elle est de 0,303 avec le comportement isotrope et de 0,542 avec le comportement cinématique. La déformation instantanée finale est également la plus petite avec le comportement de Chaboche : dans ce cas, l'amplitude de déformation chaque cycle stabilise à 0,0617, par rapport à 0,0634 pour l'érouissage cinématique et 0,0716 pour l'érouissage isotrope. Comme décrit dans la section 2.2.2.3, le comportement de Chaboche est recommandé pour prédire la déformation progressive, lorsqu'un composant est soumis à une sollicitation cyclique. Il semble donc qu'on arrive à bien modéliser le comportement de la volute avec ce type d'érouissage.

Il faut noter pourtant qu'une déformation de 0,0617 correspond à un pourcentage de 6,17%, ce qui n'est pas négligeable.

### 5.2.3.2 Vérification des critères du RCC-M

Comme on l'a souligné ci-dessus, les courbes des figures 66 à 68 montrent clairement que, pour 10 cycles, l'accommodation plastique a lieu et donc qu'il n'y a donc pas de risque de rochet thermique dans la volute. Le critère du RCC-M est donc satisfait.

### 5.2.3.3 Comparaison Ansys-Aster

On a passé le calcul thermoplastique sous Aster avec seulement 3 cycles, pour avoir un calcul moins lourd à passer qui suffirait pour confirmer que les résultats Ansys et Aster étaient globalement semblables. L'amélioration du modèle plastique Aster fait partie du travail à venir avant la fin du stage.

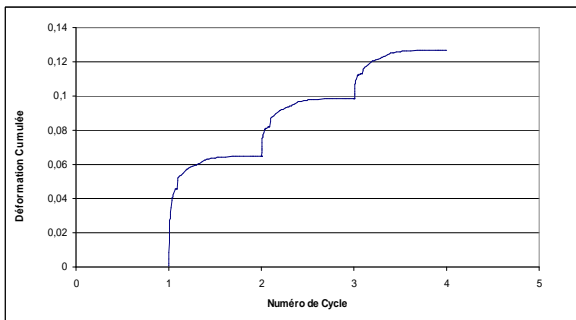


Figure 71: Déformation cumulée au nœud interne de la section 3, Isotrope, Ansys

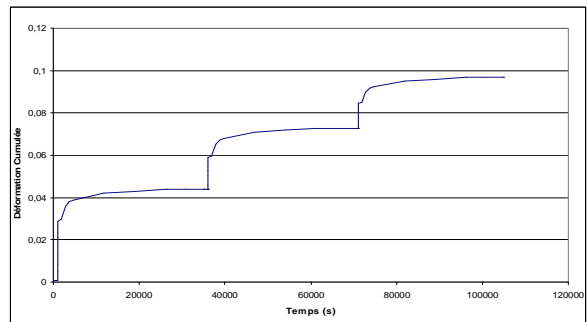


Figure 72: Déformation cumulée au nœud interne de la section 3, Isotrope, Aster

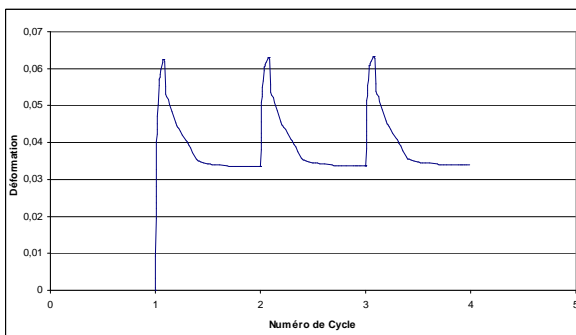


Figure 73: Déformation instantanée au nœud interne de la section 3, Cinématique, Ansys

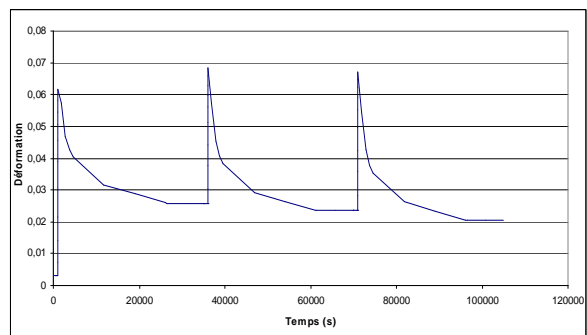


Figure 74: Déformation instantanée au nœud interne de la section 3, Cinématique, Aster

Comparaison des méthodes de calcul de la durée de vie de la volute d'une pompe

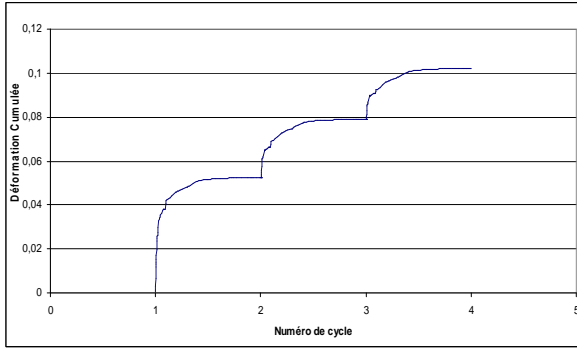


Figure 75: Déformation cumulée au nœud interne de la section 3, Chaboche, Ansys<sup>1</sup>

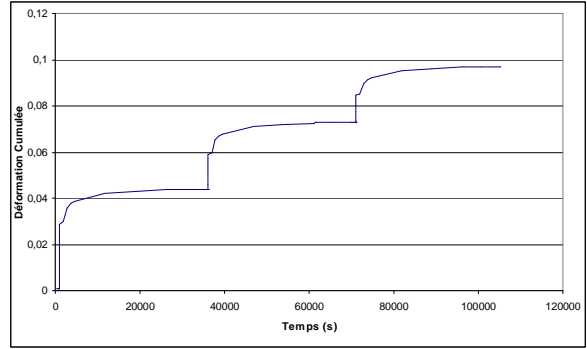


Figure 76: Déformation cumulée au nœud interne de la section 3, Chaboche, Aster

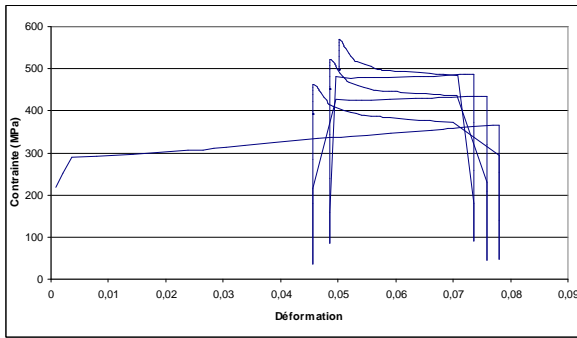


Figure 77: Courbe contrainte-déformation au nœud interne de la Section 3, isotrope, Ansys

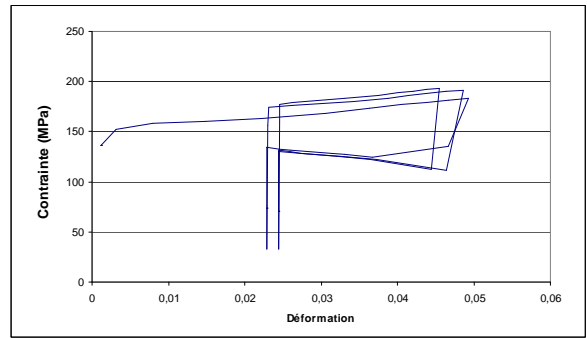


Figure 78: Courbe contrainte-déformation au nœud interne de la Section 3, isotrope, Aster

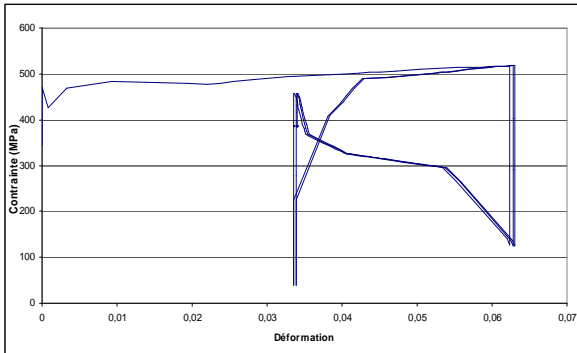


Figure 79: Courbe contrainte-déformation au nœud interne de la Section 3, cinématique, Ansys

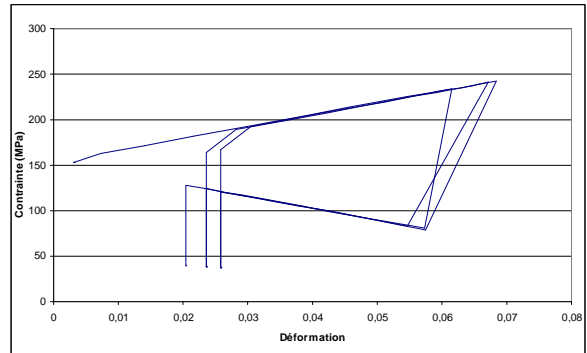


Figure 80: Courbe contrainte-déformation au nœud interne de la Section 3, cinématique, Aster

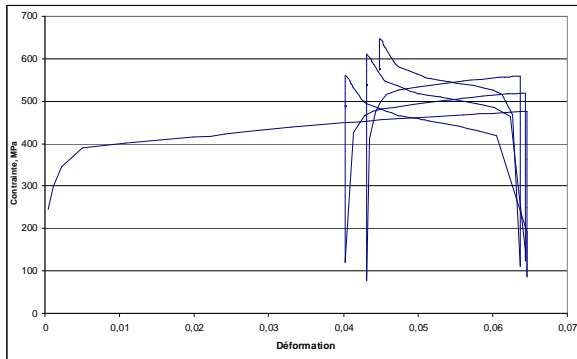


Figure 81: Courbe contrainte-déformation au nœud interne de la Section 3, Chaboche, Ansys

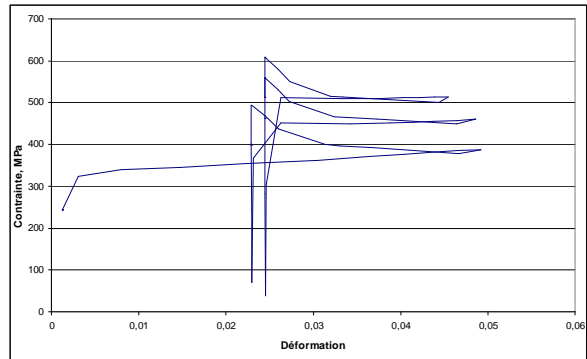


Figure 82: Courbe contrainte-déformation au nœud interne de la Section 3, Chaboche, Aster

Sur les figures 71 et 72 on compare les déformations cumulées au nœud interne de la section 3 pour l'érouissage isotrope pour les premiers 3 cycles. On peut voir que la déformation cumulée après 3 cycles est plus grande dans Ansys que dans Aster. La différence est de l'ordre 20%. Sur les figures 73 et 74 on compare les déformations instantanées au nœud interne de la section 3 pour l'érouissage cinématique pour les premiers 3 cycles. Les déformations maximales sont globalement pareilles. On note également que la déformation cumulée pour le comportement Chaboche (cf. figures 75 et 76) est presque la même dans les deux logiciels.

Pourtant, l'identification des paramètres des modèles reste délicate et pose encore quelques problèmes. On cherche à valider les modèles, surtout pour l'érouissage Chaboche. Ceci fera partie du travail restant à réaliser pendant septembre et octobre.

Sur les figures 77 à 82 on compare les courbes contrainte-déformation au nœud interne de la section 3 pour les trois modèles d'érouissage pour les premiers 3 cycles. Dans les trois cas, il est évident que l'accommodation plastique a lieu ; aussi, les boucles prennent très grossièrement le même chemin. Pourtant, on peut voir que les valeurs de contraintes ne sont pas les mêmes entre Ansys et Aster, alors que les déformations sont proches. On pense que la projection des courbes de traction est différente.

Même si, pour le comportement plastique, on peut attendre des écarts entre les résultats des deux logiciels, dus aux algorithmes différents et d'autres raisons diverses, on cherche à analyser les résultats et à améliorer le modèle en s'approchant les résultats pendant le reste du stage.

## 6 Discussion

### 6.1 Objectifs

Le but du projet était d'effectuer une comparaison des méthodes de calcul de la durée de vie d'une pompe. Deux codes de calcul (Ansys et Code\_Aster) ont été utilisés pour mener à bien cette comparaison. On a vérifié que les critères du RCC-M sont satisfaits, en vérifiant contre la rupture brutale, la déformation progressive et la fatigue. Le cahier de charges spécifie que *« on cherche à vérifier la durée de vie et le facteur d'usage de la pompe, afin de montrer que l'étude de conception de cette pompe était conservative et donc que la pompe peut rester en service au-delà de la période initiale prévue. »* Pour cette étude conservative, on montre que la volute peut supporter au moins 10 chocs thermiques alors qu'on n'attend qu'un seul cycle pendant sa période d'exploitation.

### 6.2 Résultats

Les résultats assurent que, selon les critères adoptés, la volute peut être maintenue en exploitation. Ces résultats ont été validés soit par des calculs analytiques, soit par comparaison de calculs éléments finis (études similaires ou comparaison des résultats obtenus avec les deux logiciels.)

### 6.3 Comparaison

#### 6.3.1 Ansys et Code\_Aster

On note qu'il y a des éléments d'Ansys qui sont plus faciles à utiliser. On croit que, comme Ansys est un logiciel commercial, il est plus intuitif à utiliser qu'Aster. Cependant, Aster est disposé de post-traitement spécifique au RCC-M. Il y a donc d'autres avantages, notamment des opérateurs de poste-traitement comme l'opérateur `POST_RCCM`, qui renvoie automatiquement le facteur d'usage du composant, et qui vérifie les critères du RCC-M.

### 6.3.2 Ecrouissage

Les trois types d'écrouissage donnent le même résultat final : que la volute n'adapte pas plastiquement, mais il y a de l'accommodation plastique, donc on évite la déformation progressive. Pourtant, la déformation finale change significativement selon le modèle utilisé. Le modèle le plus simple est l'écrouissage isotrope, suivi par l'écrouissage cinématique linéaire et le plus complexe est le modèle de Chaboche qui comprend des éléments isotropes et cinématiques non-linéaires (cf. section 2.2.2.) Le modèle de Chaboche peut prédire le durcissement cyclique, le fluage, la restauration et la déformation progressive. En fait, ce modèle surestime dans notre cas la déformation progressive ce qui ne pose pas véritablement de problèmes puisqu'il y a accommodation plastique ce qui nous assure de toujours rester conservative.

### 6.3.3 Méthodes de calcul

On a vérifié que le composant respectait les critères du RCC-M niveau A, qui sont plus exigeants que le niveau C attendu pour le choc thermique. Pourtant, on restait toujours conservative pendant l'étude. On a montré que la volute peut supporter au moins 10 transitoires thermiques. Vu qu'on n'attend qu'un seul transitoire de ce type pendant les 40 ans de vie prévus pour la pompe, on peut constater que, en tenant compte des comportements mécaniques qu'on a étudiés dans ce mémoire, la durée de vie de conception était faible et la durée de vie peut être prolongée en toute sécurité.

### 6.3.4 Problèmes

Comme on a discuté dans les sections 4.5.2 et 5.2.1.2, il y avait un problème avec une première itération du maillage. Pourtant, on a réglé ce problème en créant un nouveau maillage et en faisant plusieurs études pour déterminer l'effet du maillage, avec des mailles quadratiques ou linéaires.

On a également quelques problèmes en modélisant le comportement d'écrouissage et en ayant un modèle fiable - on cherche à valider notre hypothèse du comportement de Chaboche.

On a supposé qu'on utilise les mêmes matériaux dans notre volute – celle pour les pompes RRA 900 MW – que pour les volutes dans les 1300 MW centrales. Toutefois, désormais, on cherche à mieux modéliser le comportement du matériau de la volute, en trouvant les caractéristiques mécaniques exactes.

## 6.4 Perspectives

La fin du stage est prévue pour le 9 octobre. Au cours de la période restante, on améliorera (conjointement avec Alstom) le modèle présenté dans ce rapport. En particulier, on développera les modèles d'écrouissage en comparant les résultats entre les deux logiciels et les résultats des trois types d'écrouissage différents. On pourra également utiliser le modèle de comportement de « Taheri », implanté dans Code\_Aster et « *bien adapté pour décrire la réponse des aciers austénitiques sous sollicitations cycliques et notamment le phénomène de déformation progressive* » [Lorentz.] Il utilise, comme Chaboche, 2 variables d'écrouissage, et il comprend une valeur de l'écrouissage maximale ainsi qu'une variable interne semi-discrète ; ces deux paramètres assurent que le rochet thermique peut être modélisé.

On va aussi s'attacher à réaliser l'étude de la volute avec la frette : on a déjà examiné la façon d'entrer des paramètres pour modéliser le contact en Code\_Aster, ainsi que la façon d'y projeter le champ thermique déjà calculé.

Comme on a discuté au début, l'étude a lieu dans un contexte où les autres pompes RRA d'Alstom seront aussi soumises à des études similaires. Bien que chaque étude soit différente, elles ont globalement les mêmes buts. Il reste encore la possibilité de modéliser également le fond (la partie attachée au fond de la volute) afin d'avoir une représentation meilleure de la pompe entière.



## Conclusion

La volute est en sécurité selon les résultats obtenus. On a vérifié que les critères du niveau A du RCC-M sont satisfaits, en assurant que la rupture brutale, la déformation progressive et la fatigue sont évitées. Les deux logiciels qu'on a utilisés renvoient globalement les mêmes résultats pour la contrainte présente dans la volute pour le cas élastique. En ne tenant compte que de ces phénomènes, on pourrait assurer la durée de vie des volutes 900 ; pourtant, il faudrait avant vérifier qu'il n'y a pas eu d'autres types de dommage qui pourraient couper la durée de vie d'un composant d'une centrale nucléaire, tels que la corrosion ou d'autres types de dommage mécanique.

En plasticité, en comparant les modèles d'écrouissage isotropes, cinématique et de Chaboche, on trouve que la déformation plastique minimale (soit cumulée, soit instantanée) est celle de Chaboche. Enfin, on approfondira l'étude du cas plastique afin de valider le modèle de Chaboche.

## Bibliographie

Association Française pour les règles de Conception et de construction des matériels des chaudières Electro-Nucléaires (AFCEN), 2000, « Règles de Conception et de Construction des Matériels mécaniques des ilots nucléaire REP » (RCC-M).

Aflalo, C., 2008, « Note de Calcul de résistance de la pompe RRA 1300 MW au choc thermique 10 – 180°C », Alstom, Paris.

Aflalo, C., 1982, « Note de Calcul Pompe Type : IDH 54-RRA Version G, PL : 1637125 », Société Rateau, Paris.

Chaboche, J. L. et Lemaitre, J., 1985, « Mécanique des matériaux solides », Dunod, Paris.

Geyer, P., 1995, « Etude et Modification du Modèle Elastoviscoplastique de Chaboche pour améliorer la description du rochet 3D », EDF, Moret-sur-Loing.

Lorentz, E., 1997, « Relation de comportement viscoplastique de Taheri », Manuel de référence Code\_Aster, document, R5.03.05, EDF/IMA/MMN, Paris.

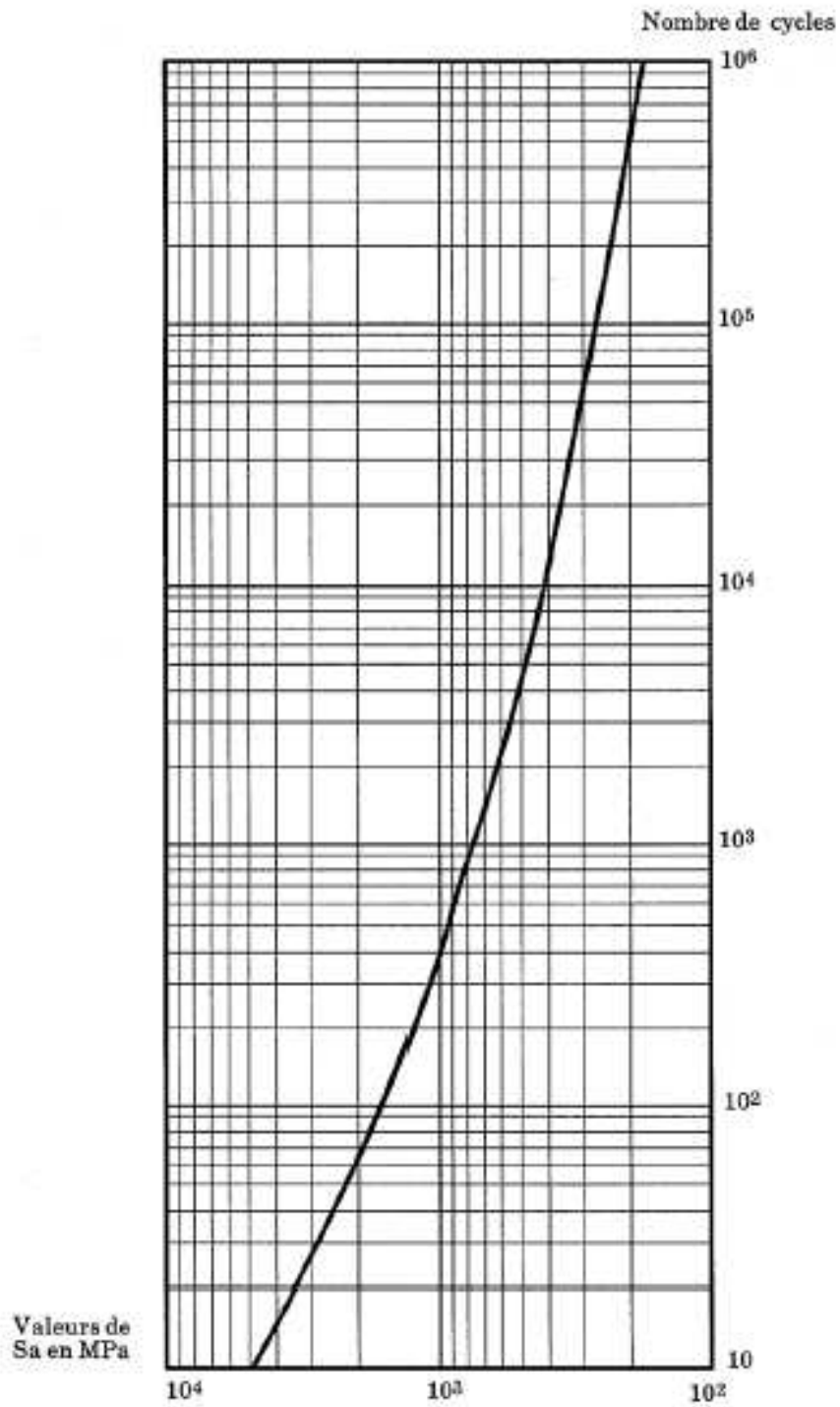
Michael-Ponnelle, S., 2009, « Notice d'utilisation sur le choix des éléments fini », Manuel de référence Code\_Aster, document U2.01.10-A, EDF-R&D/AMA, Paris.

Rakotvelo, A. M., 1998, « Contribution à la validation des méthodes de prévision du rochet thermique dans les structures métalliques », L'Institut National des sciences appliquées de Lyon, Lyon.

## Table des Annexes

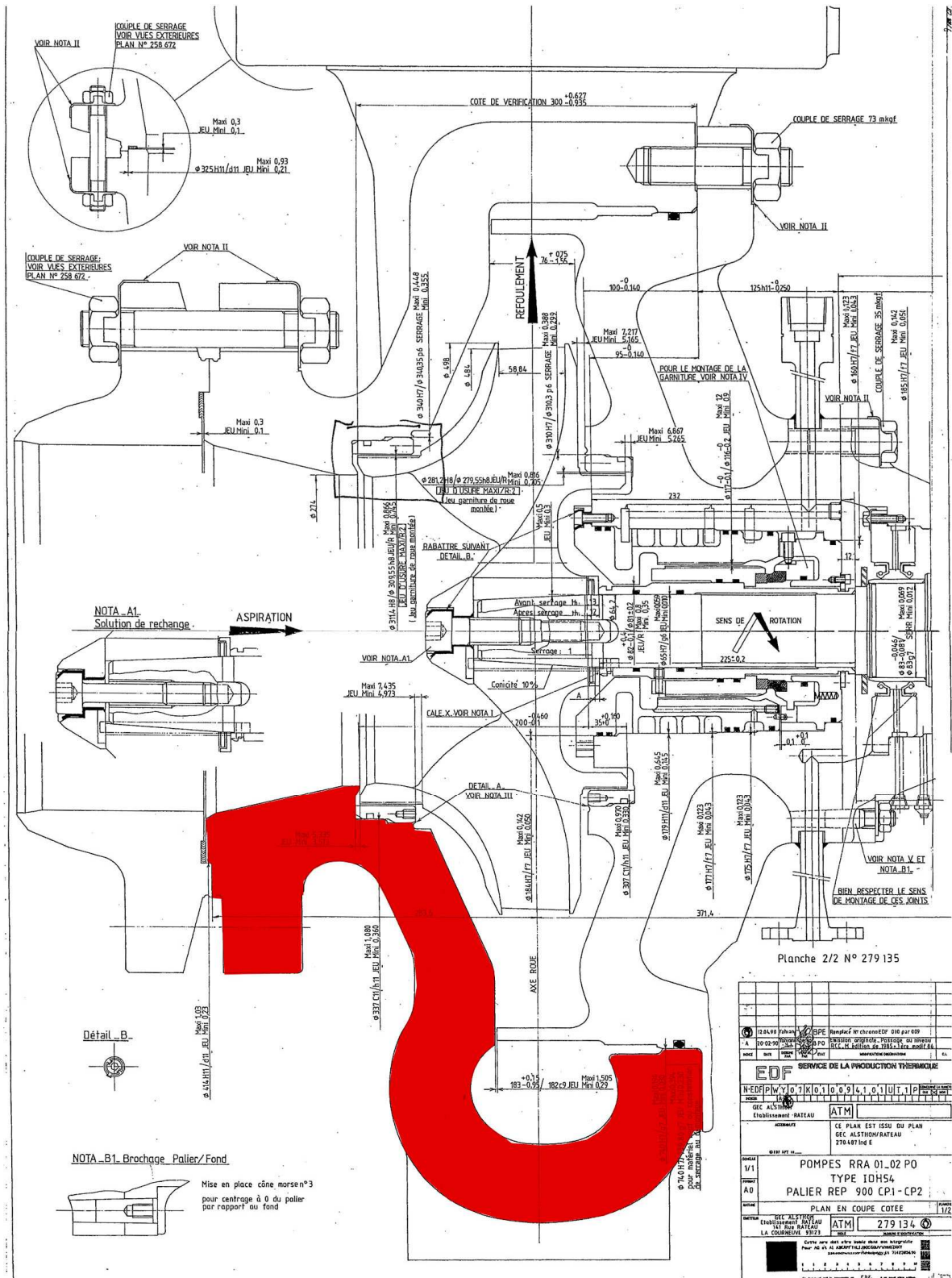
|  |           |
|--|-----------|
| <b>ANNEXE 1 : COURBE DE WÖHLER .....</b>                         | <b>66</b> |
| <b>ANNEXE 2 : PLAN ALSTOM N° 279134.....</b>                     | <b>67</b> |
| <b>ANNEXE 3 : VÉRIFICATION DU CHARGEMENT MÉCANIQUE .....</b>     | <b>68</b> |
| <b>ANNEXE 4 : CALCUL DE <math>S</math> .....</b>                 | <b>69</b> |
| <b>ANNEXE 5 : MACRO ANSYS, CALCUL THERMOÉLASTIQUE .....</b>      | <b>70</b> |
| <b>ANNEXE 6 : MACRO CODE_ASTER, CALCUL THERMOÉLASTIQUE .....</b> | <b>78</b> |

## Annexe 1 : Courbe de Wöhler



Nota:  $E = 17.9 \times 10^4$  MPa

# Annexe 2 : Plan Alstom N°279134



### Annexe 3 : Vérification du chargement mécanique

**FOND\_JOINT :** Effort dans un joint = 19 760 N  
Nb. de joints = 18  
Effort total = 19 760 x 18 = 355 680 N  
Surface active =  $\pi.(R_o^2 - R_i^2) = \pi.(0,385^2 - 0,37288^2) = 0,02885712 \text{ m}^2$   
Pression équivalente = 355 680 / 0,02885712 = 12,3 MPa  
NB Cet effort total était corrigé (cf. section 5.4.2) ; la valeur finale est 370 847 N, donc la pression est 12,9 MPa

**FOND\_GOUJON :** Effort dans un goujon = 118 920 N  
Nb. de goujons = 18  
Effort total = 118 920 x 18 = 2 140 560 N  
Effort par radian = 2 140 560 / 2.  $\pi$  = 340 681 N

**ASPIRATION\_JOINTCH :** Effort total = 778 010 N  
Surface active =  $\pi.(R_o^2 - R_i^2) = \pi.(0,207^2 - 0,18725^2) = 0,0244618 \text{ m}^2$   
Pression équivalente = 778 010 / 0,02446181 = 31,8 MPa

**ASPIRATION\_JOINTMM :** Effort total = 823 690 N  
Surface active =  $\pi.(R_o^2 - R_i^2) = \pi.(0,2375^2 - 0,207^2) = 0,04259136 \text{ m}^2$   
Pression équivalente = 778 010 / 0,02446181 = 19,3 MPa

**ASPIRATION\_GOUJON :** Effort dans un goujon = 99 573 N  
Nb. de goujons = 20  
Effort total = 99 573 x 20 = 1 991 460 N  
Effort par radian = 1 991 460 / 2.  $\pi$  = 316 951 N

## Annexe 4 : Calcul de $S$

On prendra la valeur la plus petite qu'on trouve selon les critères pour rester conservative.

$S$  est :

1. Défini dans le tableau ZI 1.5 du RCC-M soit
2.  $\frac{1}{4}$  de la résistance à la traction minimale spécifiée à la température ambiante  $R_m$  soit
3.  $\frac{1}{4}$  de la résistance à la traction en température  $S_u$  soit
4.  $\frac{2}{3}$  de la limite conventionnelle d'élasticité minimale spécifiée à la température ambiante  $R_e$  soit
5. 90% de la limite conventionnelle d'élasticité minimale en température  $S_y$

On a, à partir des informations dans le RCC-M :

1.  $S$  à  $150^\circ\text{C} = 114 \text{ MPa}$ ,  $S$  à  $200^\circ\text{C} = 109 \text{ MPa}$ , donc  $S$  à  $180^\circ\text{C} = 111 \text{ MPa}$ .
2.  $R_m$  à  $20^\circ\text{C} = 480 \text{ MPa}$ , donc  $S = 120 \text{ MPa}$ .
3.  $S_u$  à  $150^\circ\text{C} = 479 \text{ MPa}$ ,  $S_u$  à  $200^\circ\text{C} = 471 \text{ MPa}$ , donc  $S_u$  à  $180^\circ\text{C} = 474,2 \text{ MPa}$ , donc  $S = 118,55 \text{ MPa}$ .
4.  $R_e$  à  $20^\circ\text{C} = 210 \text{ MPa}$ , donc  $S = 140 \text{ MPa}$ .
5.  $S_y$  à  $150^\circ\text{C} = 159 \text{ MPa}$ ,  $S_y$  à  $200^\circ\text{C} = 148 \text{ MPa}$ , donc  $S_y$  à  $180^\circ\text{C} = 152,4 \text{ MPa}$ , donc  $S = 137,16 \text{ MPa}$ .

**On prend, donc,  $S = 111 \text{ MPa}$ .**

## Annexe 5 : Macro Ansys, Calcul thermoélastique

```

/batch
/filename,volute-RRA-CP1-MECA-TH
!
resu,volute-RRA-CP1,db
!
/prep7
!
allsel,all
!
mpdel,all,all
tbdel,all,all
!
ddel,all,all
fdel,all,all
sfedel,all,all,all
!
! changement thermique -> mecanique
!
ETCHG,TTS
!
KEYOPT,1,1,0
KEYOPT,1,3,1
KEYOPT,1,6,0
KEYOPT,1,10,0
!
! definition des caracteristiques mecaniques
!
! acier de la volute (mm, Joule, Tonne, seconde)
!
mptemp,
mptemp,1,10,100,200,500
mpdata,alpx,1,1,16e-6,16e-6,17e-6,17e-6
!
mptemp,
mptemp,1,10,24,149,260,343
mpdata,ex,1,1,196000,196000,188000,182000,178000
mpdata,nuxy,1,1,0.26,0.26,0.26,0.30,0.30
!
mptemp,
mp,dens,1,7.950e-9
!
fini
!
!
/solu
!
lsclear,all
!
tref,20
tunif,20
!
rescontrol,define,none
!
antype,static
!
kbc,0
!

```



```

nsubst,1,1,1
outres,erase
outres,all,none
outres,basic,last
!
time,1000
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - serrage + pression + permanent (LC 2009)
!
d,blocage,uy,0
!
sf,air,pres,0.1
sf,eau_aspiration,pres,4.25
sf,eau_fond,pres,4.25
!
*afun,rad
pi=acos(-1)
!
f,fond_goujon,fy,-2140580
sf,fond_joint,pres,(371847)/(pi*(385**2-372.88**2))
!
f,aspiration_goujon,fy,+1991460
sf,aspiration_eau,pres,4.25
sf,aspiration_jointch,pres,778010/(pi*(207.**2-187.25**2))
sf,aspiration_jointMM,pres,823690/(pi*(237.5**2-207.**2))
!
ldread,temp,,,1000,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
time,1005
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,1005,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
time,1010
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,1010,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
time,1017.9
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,1017.9,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
time,1034.4
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,1034.4,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve

```

## Comparaison des méthodes de calcul de la durée de vie de la volute d'une pompe

```
!  
time,1044.4  
!  
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)  
!  
ldread,temp,,,1044.4,,volute-RRA-CP1-th,rth  
!  
solve  
!  
time,1054.4  
!  
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)  
!  
ldread,temp,,,1054.4,,volute-RRA-CP1-th,rth  
!  
solve  
!  
time,1064.4  
!  
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)  
!  
ldread,temp,,,1064.4,,volute-RRA-CP1-th,rth  
!  
solve  
!  
time,1074.4  
!  
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)  
!  
ldread,temp,,,1074.4,,volute-RRA-CP1-th,rth  
!  
solve  
!  
time,1084.4  
!  
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)  
!  
ldread,temp,,,1084.4,,volute-RRA-CP1-th,rth  
!  
solve  
!  
time,1094.4  
!  
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)  
!  
ldread,temp,,,1094.4,,volute-RRA-CP1-th,rth  
!  
solve  
!  
time,1104.4  
!  
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)  
!  
ldread,temp,,,1104.4,,volute-RRA-CP1-th,rth  
!  
solve  
!  
time,1114.4  
!  
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)  
!
```

## Comparaison des méthodes de calcul de la durée de vie de la volute d'une pompe

```
ldread,temp,,,1114.4,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
time,1124.4
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,1124.4,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,1134.4
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,1134.4,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,1144.4
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,1144.4,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,1154.4
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,1154.4,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,1164.4
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,1164.4,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,1174.4
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
ldread,temp,,,1174.4,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,1184.4
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
```

## Comparaison des méthodes de calcul de la durée de vie de la volute d'une pompe

```
ldread,temp,,,1184.4,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,1194.4
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,1194.4,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,1205.
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,1205.,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,1247.2
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,1247.2,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,1277.2
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,1277.2,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,1307.2
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,1307.2,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,1347.2
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,1347.2,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,1377.2
!
```

## Comparaison des méthodes de calcul de la durée de vie de la volute d'une pompe

```
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!  
ldread,temp,,,1377.2,,volute-RRA-CP1-th,rth  
!  
solve  
!  
!  
time,1417.2  
!  
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!  
ldread,temp,,,1417.2,,volute-RRA-CP1-th,rth  
!  
solve  
!  
!  
time,1500.  
!  
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!  
ldread,temp,,,1500.,,volute-RRA-CP1-th,rth  
!  
solve  
!  
!  
time,1600.  
!  
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!  
ldread,temp,,,1600.,,volute-RRA-CP1-th,rth  
!  
solve  
!  
!  
time,1700.  
!  
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!  
ldread,temp,,,1700.,,volute-RRA-CP1-th,rth  
!  
solve  
!  
!  
time,1800.  
!  
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!  
ldread,temp,,,1800.,,volute-RRA-CP1-th,rth  
!  
solve  
!  
!  
time,1900.  
!  
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!  
ldread,temp,,,1900.,,volute-RRA-CP1-th,rth  
!  
solve  
!  
!
```

## Comparaison des méthodes de calcul de la durée de vie de la volute d'une pompe

```
time,2000.
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,2000.,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,3000.
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,3000.,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,4605.
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,4605.,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,10000.
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,10000.,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,20000.
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,20000.,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,26462.
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,26462.,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
!
!
time,32000.
!
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)
!
ldread,temp,,,32000.,,volute-RRA-CP1-th,rth
!
solve
```

```
!  
!  
time,35000.  
!  
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)  
!  
ldread,temp,,,35000.,,volute-RRA-CP1-th,rth  
!  
solve  
!  
!  
time,40000.  
!  
/title,volute pompe RRA 900 MW - mecanique + thermique 180 C (LC 2009)  
!  
ldread,temp,,,1000.,,volute-RRA-CP1-th,rth  
!  
solve  
!  
fini  
/exit
```

## Annexe 6 : Macro Code\_Aster, Calcul thermoélastique

```

DEBUT();

VOLUTE1=LIRE_MALLAGE(FORMAT='MED');

modeleth=AFFE_MODELE(MALLAGE=VOLUTE1,
    AFFE=_F(TOUT='OUI',
        PHENOMENE='THERMIQUE',
        MODELISATION='AXIS',));

prop_th=DEFI_MATERIAU(THER=_F(LAMBDA=15.0,
    RHO_CP=3975000.0,));

chmat_th=AFFE_MATERIAU(MALLAGE=VOLUTE1,
    AFFE=_F(TOUT='OUI',
        MATER=prop_th,));

h=DEFI_CONSTANTE(VALE=25000.0);

h_ext=DEFI_CONSTANTE(VALE=13.0);

choq_th=DEFI_FONCTION(NOM_PARA='INST',VALE=(0.0,10.0,
    1000.0,10.0,
    1005.0,180.0,
    4605.0,180.0,
    26605.0,10.0,
    ),INTERPOL='LIN',PROL_DROITE='CONSTANT',PROL_GAUCHE='CONSTANT');

T_ext=DEFI_CONSTANTE(VALE=10.0);

char_th=AFFE_CHAR_THER_F(MODELE=modeleth,
    ECHANGE=(_F(GROUP_MA='EAU',
        COEF_H=h,
        TEMP_EXT=choq_th),
        _F(GROUP_MA='AIR',
        COEF_H=h_ext,
        TEMP_EXT=T_ext,)),);

freq_st0=DEFI_LIST_REEL(DEBUT=0.0,
    INTERVALLE=(_F(JUSQU_A=1000.0,
        NOMBRE=5),
        _F(JUSQU_A=1010.0,
        PAS=0.1),
        _F(JUSQU_A=4610.0,
        NOMBRE=150),
        _F(JUSQU_A=26205.3,
        NOMBRE=70),
        _F(JUSQU_A=26462.3,
        PAS=257.0),
        _F(JUSQU_A=34962.3,
        PAS=500.0),
        _F(JUSQU_A=35000.3,
        PAS=38.0),));

freq_stp=DEFI_LIST_REEL(DEBUT=0.0,
    INTERVALLE=(_F(JUSQU_A=1000.0,
        NOMBRE=5),
        _F(JUSQU_A=1010.0,
        PAS=1.),
        _F(JUSQU_A=1200.0,
        PAS=10.0),
        _F(JUSQU_A=1500.0,

```



Comparaison des méthodes de calcul de la durée de vie de la volute d'une pompe

```

        PAS=100.0),
    _F(JUSQU_A=2000.0,
        PAS=500.0),
    _F(JUSQU_A=4610.0,
        NOMBRE=3),
    _F(JUSQU_A=26205.3,
        NOMBRE=2),
    _F(JUSQU_A=26462.3,
        PAS=257.0),
    _F(JUSQU_A=34962.3,
        NOMBRE=2),
    _F(JUSQU_A=35000.3,
        PAS=38.0),,));

freq_st2=DEFI_LIST_REEL(DEBUT=200.0,
    INTERVALLE=(_F(JUSQU_A=1000.0,
        NOMBRE=4),
    _F(JUSQU_A=1010.0,
        PAS=1.),
    _F(JUSQU_A=1200.0,
        PAS=10.0),
    _F(JUSQU_A=1500.0,
        PAS=100.0),
    _F(JUSQU_A=2000.0,
        PAS=500.0),
    _F(JUSQU_A=4610.0,
        NOMBRE=3),
    _F(JUSQU_A=26205.3,
        NOMBRE=2),
    _F(JUSQU_A=26462.3,
        PAS=257.0),
    _F(JUSQU_A=34962.3,
        NOMBRE=2),
    _F(JUSQU_A=35000.3,
        PAS=38.0),,));

resu_th=THER_LINEAIRE(MODELE=modeleth,
    CHAM_MATER=chmat_th,
    EXCIT=_F(CHARGE=char_th),
    INCREMENT=_F(LIST_INST=freq_st0),);

modelemk=AFFE_MODELE(MAILLAGE=VOLUTE1,
    AFFE=_F(TOUT='OUT',
        PHENOMENE='MECANIQUE',
        MODELISATION='AXIS',));

E_var=DEFI_FONCTION(NOM_PARA='TEMP',VALE=(24.0,19600000000.0,
    149.0,188000000000.0,
    260.0,182000000000.0,
    343.0,178000000000.0,
    ),INTERPOL='LIN',PROL_DROITE='LINEAIRE',PROL_GAUCHE='CONSTANT',);

mu_var=DEFI_FONCTION(NOM_PARA='TEMP',VALE=(24.0,0.26,
    149.0,0.26,
    260.0,0.30,
    343.0,0.30,
    ),INTERPOL='LIN',PROL_DROITE='LINEAIRE',PROL_GAUCHE='CONSTANT',);

co_dil_l=DEFI_FONCTION(NOM_PARA='TEMP',VALE=(10.0,16E-6,
    100.0,16E-6,
    200.0,17E-6,
    500.0,17E-6,
    ),INTERPOL='LIN',PROL_DROITE='LINEAIRE',PROL_GAUCHE='CONSTANT',);

```

## Comparaison des méthodes de calcul de la durée de vie de la volute d'une pompe

```
Wohler=DEFI_FONCTION(NOM_PARA='SIGM',VALE=(3E8,50000.0,
4E8,10000.0,
1E9,400.0,
5E9,10.0,
),INTERPOL='LOG');
```

```
prop_mk=DEFI_MATERIAU(ELAS_FO=_F(E=E_var,
NU=mu_var,
TEMP_DEF_ALPHA=20.0,
ALPHA=co_dil_l),
FATIGUE=_F(WOHLER=Wohler,
E_REFE=17900000000.0),
RCCM=_F(SY_02=133000000.0,
SM=108000000.0,
SU=473000000.0,
SC=207000000.0,
SH=112000000.0,
N_KE=0.3,
M_KE=1.7,));
```

```
chmat_mk=AFFE_MATERIAU(MAILLAGE=VOLUTE1,
AFFE=_F(TOUT='OUI',
MATER=prop_mk),
AFFE_VARC=_F(TOUT='OUI',
NOM_VARC='TEMP',
EVOL=resu_th,
VALE_REF=20.0),
VARC_TEMP=_F());
```

```
VOLUTE1=MODI_MAILLAGE(reuse =VOLUTE1,
MAILLAGE=VOLUTE1,
ORIE_PEAU_2D=( _F(GROUP_MA='ASPI_EAU'),
_F(GROUP_MA='EAU_ASPI'),
_F(GROUP_MA='EAU_FOND'),
_F(GROUP_MA='AIR'),
_F(GROUP_MA='ASPI_JMM'),
_F(GROUP_MA='ASPI_JCH'),
_F(GROUP_MA='FOND_JOI',),),);
```

```
char_mk=AFFE_CHAR_MECA(MODELE=modele_mk,
DDL_IMPO=_F(GROUP_NO='BLOCAGE',
DY=0.0),
FORCE_NODALE=( _F(GROUP_NO='FOND_GOU',
FY=-340684.0),
_F(GROUP_NO='ASPI_GOU',
FY=316951.0),),
PRES_REP=( _F(GROUP_MA='EAU_FOND',
PRES=4250000.0),
_F(GROUP_MA='EAU_ASPI',
PRES=4250000.0),
_F(GROUP_MA='ASPI_EAU',
PRES=4250000.0),
_F(GROUP_MA='AIR',
PRES=100000.0),
_F(GROUP_MA='ASPI_JCH',
PRES=31805081.0),
_F(GROUP_MA='ASPI_JMM',
PRES=19339370.0),
_F(GROUP_MA='FOND_JOI',
PRES=12885799.0),),);
```

```
freq_mec=DEFI_LIST_REEL(VALE=(1000.0,1005.0,1010.0,1020.0,1030.0,1040.0,1050.0,1060.0,1070.0,1071.0,1072.0,1073.0,1074.0,10
75.0,
1076.0,1077.0,1078.0,1079.0,1080.0,1081.0,1082.0,1083.0,1084.0,1085.0,1086.0,1087.0,1088.0,
```

## Comparaison des méthodes de calcul de la durée de vie de la volute d'une pompe

```
1089.0,1090.0,1091.0,1092.0,1093.0,1094.0,1095.0,1100.0,1110.0,1120.0,1130.0,1140.0,1150.0,  
1160.0,1170.0,1180.0,1190.0,1200.0,1300.0,1400.0,1500.0,1600.0,1700.0,1800.0,1900.0,2000.0,  
3000.0,4605.0,10000.0,20000.0,35000.0,);
```

```
resu_mk=MECA_STATIQUE(MODELE=modelmk,  
  CHAM_MATER=chmat_mk,  
  EXCIT=_F(CHARGE=char_mk,),  
  LIST_INST=freq_stp,  
  OPTION='SIEF_ELGA_DEPL',);
```

```
find_vm=CALC_ELEM(RESULTAT=resu_mk,  
  OPTION=('EQUI_ELNO_SIGM','EQUI_ELGA_SIGM','SIEF_ELNO_ELGA',));
```

```
Section1=INTE_MAIL_2D(MAILLAGE=VOLUTE1,  
  DEFI_SEGMENT=_F(NOEUD_ORIG='N36',  
  NOEUD_EXTR='N19',));
```

```
Section2=INTE_MAIL_2D(MAILLAGE=VOLUTE1,  
  DEFI_SEGMENT=_F(NOEUD_ORIG='N219',  
  NOEUD_EXTR='N17',));
```

```
Section3=INTE_MAIL_2D(MAILLAGE=VOLUTE1,  
  DEFI_SEGMENT=_F(NOEUD_ORIG='N104',  
  NOEUD_EXTR='N438',));
```

```
PostRel1=POST_RELEVE_T(ACTION=_F(OPERATION='EXTRACTION',  
  INTITULE='PostRel1',  
  RESULTAT=find_vm,  
  NOM_CHAM='SIEF_ELNO_ELGA',  
  LIST_INST=freq_stp,  
  CHEMIN=Section1,  
  NOM_CMP=('SIXX','SIYY','SIZZ','SIXY',));
```

```
postrcc1=POST_RCCM(TYPE_RESU='DETAILS',  
  TYPE_RESU_MECA='EVOLUTION',  
  OPTION=('SN','PM_PB',),  
  MATER=prop_mk,  
  SY_MAX=162000000.0,  
  TRANSITOIRE=_F(TABL_RESU_MECA=PostRel1,  
  LIST_INST=freq_st2,));
```

```
PostRel2=POST_RELEVE_T(ACTION=_F(OPERATION='EXTRACTION',  
  INTITULE='PostRel2',  
  RESULTAT=find_vm,  
  NOM_CHAM='SIEF_ELNO_ELGA',  
  LIST_INST=freq_stp,  
  CHEMIN=Section2,  
  NOM_CMP=('SIXX','SIYY','SIZZ','SIXY',));
```

```
postrcc2=POST_RCCM(TYPE_RESU='DETAILS',  
  TYPE_RESU_MECA='EVOLUTION',  
  OPTION=('SN','PM_PB',),  
  MATER=prop_mk,  
  SY_MAX=162000000.0,  
  TRANSITOIRE=_F(TABL_RESU_MECA=PostRel2,  
  LIST_INST=freq_st2,));
```

```
PostRel=POST_RELEVE_T(ACTION=_F(OPERATION='EXTRACTION',  
  INTITULE='PostR',  
  RESULTAT=find_vm,  
  NOM_CHAM='SIEF_ELNO_ELGA',  
  LIST_INST=freq_stp,  
  CHEMIN=Section3,  
  NOM_CMP=('SIXX','SIYY','SIZZ','SIXY',));
```

## Comparaison des méthodes de calcul de la durée de vie de la volute d'une pompe

```
postrcc3=POST_RCCM(TYPE_RESU='DETAILS',
  TYPE_RESU_MECA='EVOLUTION',
  OPTION=('SN','PM_PB'),
  MATER=prop_mk,
  SY_MAX=162000000.0,
  TRANSITOIRE=_F(TABL_RESU_MECA=PostRel,
    LIST_INST=freq_st2,));

IMPR_TABLE(TABLE=postrcc1);

IMPR_TABLE(TABLE=postrcc2);

IMPR_TABLE(TABLE=postrcc3);

IMPR_RESU(FORMAT='MED',
  RESU=(_F(RESULTAT=find_vm,),
    _F(RESULTAT=resu_mk),
    _F(RESULTAT=resu_th,)),);

FIN();
```