

Titre: Applicabilité du code RCC-M et de la norme CSA C61400-1 aux calculs de durée de vie d'un flasque supérieur
Title: Calculs de durée de vie d'un flasque supérieur

Auteur: Mathias Alloin
Author:

Date: 2023

Type: Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

Référence: Alloin, M. (2023). Applicabilité du code RCC-M et de la norme CSA C61400-1 aux calculs de durée de vie d'un flasque supérieur [Mémoire de maîtrise, Polytechnique Montréal]. PolyPublie. <https://publications.polymtl.ca/53353/>
Citation:

Document en libre accès dans PolyPublie Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: <https://publications.polymtl.ca/53353/>
PolyPublie URL:

Directeurs de recherche: Musandji Fuamba, & Jean-Michel Julien
Advisors:

Programme: Génie énergétique
Program:

POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

affiliée à l'Université de Montréal

**Applicabilité du code RCC-M et de la norme CSA C61400-1 aux calculs de
durée de vie d'un flasque supérieur**

MATHIAS ALLOIN

Département des génies civil, géologique et des mines

Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de *Maîtrise ès sciences appliquées*
Génie énergétique

Avril 2023

POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

affiliée à l'Université de Montréal

Ce mémoire intitulé :

**Applicabilité du code RCC-M et de la norme CSA C61400-1 aux calculs de
durée de vie d'un flasque supérieur**

présenté par **Mathias ALLOIN**

en vue de l'obtention du diplôme de *Maîtrise ès sciences appliquées*
a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

Ahmad SHAKIBAEINIA, président

Musandji FUAMBA, membre et directeur de recherche

Jean-Michel JULIEN, membre et codirecteur de recherche

Eduardo-Antonio-Julian RUIZ, membre

Julian GACEK, membre externe

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier d'abord mon directeur de recherche, M.Musandji Fuamba pour son expérience et ses conseils avisés et sans qui ce projet n'aurait pas eu lieu.

Un grand merci à M.Jean-Michel Julien, mon co-directeur de maîtrise, qui a su mettre en avant la problématique, m'épauler et me guider à travers ce grand projet.

Je tiens encore à remercier tout particulièrement M.Luc Deslandes, ingénieur principal chez Voith Hydro, qui a rendu disponible les plans et le rapport de contrainte du flasque supérieur sur lesquels cette étude se repose. Il a ainsi grandement contribué à l'avancée de cette maîtrise.

Merci encore à M.Alain Batailly, professeur à Polytechnique Montréal et expert en modélisation, simulation et méthodes des éléments finis, qui m'a aidé à analyser mon modèle de simulation.

Cette maîtrise n'aurait pas non plus été aussi agréable sans l'aide apportée par le Professeur René Kahawita au début de ma maîtrise.

Aux colocs, aux repas cohésifs et aux soirées canapés. Merci à vous qui avez ponctué de joie cette belle aventure montréalaise !

À toi Montréal, merci pour tes parcs ensoleillés et tes lacs gelés, à ta bonne humeur et tes couleurs automnales.

RÉSUMÉ

Le réaménagement et la réhabilitation des barrages hydroélectriques constituent des problématiques fréquentes et coûteuses pour les producteurs d'électricité. Afin d'assurer la durabilité des équipements, les fabricants se basent sur des normes et effectuent des tests sur les matériaux. Cependant, dans de nombreux cas, ces deux méthodes ne permettent pas d'arriver à la même conclusion pour les pièces des groupes turbines-alternateurs soumises à la pression hydraulique amont. En effet, bien que les tests effectués sur ces pièces indiquent leur bonne durabilité, la norme utilisée (Le BPVC VIII.2), qui n'est pas conçue initialement pour les centrales hydroélectriques mais pour les vaisseaux sous pression dans les chaudières, exige souvent leur remplacement.

Ainsi, cette étude explore l'applicabilité du code RCC-M (Utilisé dans le domaine nucléaire) et de la norme CSA C61400-1 :21 (Dans le domaine éolien) sur ces pièces, afin de déterminer s'ils pourraient confirmer les résultats des tests effectués. Pour cela, l'étude se base sur l'analyse des contraintes sur un flasque supérieur dont les schémas ISO et le rapport de contrainte ont été gracieusement fournis par le fabricant Voith Hydro.

La démarche compare les méthodes de calcul des contraintes, ainsi que leurs écarts par rapport à leurs limites respectives. L'étude repose sur des simulations numériques qui ont été validées à partir des documents de Voith Hydro, et qui permettent de comparer les contraintes entre la norme BPVC VIII.2 et le code RCC-M. Puisque le calcul des contraintes pour les normes BPVC VIII.2 et CSA C61400-1 :21 est identique, il a été possible de comparer ces deux normes en confrontant les limites de contraintes de chaque norme en fonction des cas de chargement.

Cette maîtrise se concentre sur les différentes méthodes de calcul des contraintes et leurs comparaisons. En particulier, les études de fatigue et de durée de vie ne sont pas réalisées. Elles seront éventuellement effectuées dans d'autres travaux suivant leurs pertinences. De plus, les effets liés aux variations de température seront négligés en raison de leur faible influence sur les équipements des groupes turbines-alternateurs par rapport aux autres phénomènes en jeu tels que la gravité ou encore la pression de l'eau.

Finalement, le code et la norme étudiés n'apportent pas une solution définitive au problème

soulevé. Cette étude permet toutefois de mettre en avant d'autres manières de calculer les contraintes et de classifier ces dernières en fonction des cas de chargement (Situation normale ou exceptionnelle) et des zones de la pièce considérées (Proches ou éloignées d'une discontinuité). En particulier, alors que le BPVC VIII.2 est généralement plus permissif en conditions exceptionnelles, notamment dans les zones proches des discontinuités, la norme CSA C61400-1 et le code RCC-M sont généralement moins contraignants dans les zones éloignées des discontinuités, notamment en conditions normales. Étant donné que les études de fatigues se basent sur les contraintes calculées en conditions normales, il pourrait ainsi être pertinent de réaliser une étude de fatigue avec la norme CSA C61400-1 puisque cette norme est la plus tolérante dans ces conditions. Cette étude appelle également à élargir la base de connaissances en étudiant l'applicabilité d'autres normes.

ABSTRACT

Monitoring and rehabilitating hydroelectric infrastructure is a significant expense. The decision to extend the life of infrastructure is based on standards and tests conducted on-site. However, components of the turbine unit that are subject to upstream hydraulic pressure, such as pipes and turbine supports, raises issues: While the standard states that the equipment has to be changed, the on-site tests tend to extend the equipment's lifespan. It should be noted that this standard (BPVC VIII.2) is not designed for hydroelectric power plants but for boilers and pressure vessels.

Therefore, this research focuses on the applicability of RCC-M (a nuclear code) and CSA C614000-1 (a wind turbine standard) to these components to determine if they could confirm the analyses conducted on-site. To accomplish this, the study is based on a headcover for which Voith Hydro kindly provided drawings and stress analyses.

The method used is to compare how stresses are calculated in the equipment and their deviations from the associated limits. To accomplish this, numerical simulations were used to compare stresses between BPVC and RCC-M. These simulations were first validated based on Voith Hydro's own results. To compare BPVC and CSA C61400-1:21, the calculation of stresses is the same, making it possible to compare the allowable limits of the standards between them.

Many choices had to be made in order to use the standards. In particular, it was decided not to take into account the specificities of standards and codes dealing with thermal constraints. This is because the temperatures in this study are relatively low and do not fluctuate significantly.

In conclusion, the two documents studied do not provide a definitive solution to this problem. However, the study has allowed us to highlight alternative ways of calculating stresses and to classify them based on loading cases (normal or exceptional situations) and the zones of the part taken into account (near or far from a discontinuity). While the BPVC VIII.2 is generally more permissive in exceptional conditions, especially close to discontinuities, the RCC-M and the CSA C61400-1:21 are generally less constraining in areas far from discontinuities, especially in normal conditions. Therefore, it could be relevant to conduct a fatigue study using the CSA C61400-1 standard, as this study uses stresses under normal conditions and this standard is the most permissive under these conditions. Additionally, this study

calls for expanding the knowledge base by investigating the applicability of other standards.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	iii
RÉSUMÉ	iv
ABSTRACT	vi
TABLE DES MATIÈRES	viii
LISTE DES TABLEAUX	xi
LISTE DES FIGURES	xiv
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS	xv
LISTE DES ANNEXES	xvii
 CHAPITRE 1 INTRODUCTION	 1
1.1 Contexte et problématique :	1
1.2 Objectif et objectifs spécifiques :	2
1.3 Importance de la recherche :	2
1.4 Prérequis	3
1.4.1 Effort et contrainte	3
1.4.2 Classification des contraintes	5
1.4.3 Torseur des contraintes 3D	7
1.4.4 Les critères de plasticité de Von Mises et Tresca	8
 CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE	 9
2.1 ASME BPVC section VIII division 2	9
2.1.1 Présentation générale	9
2.1.2 Contraintes permises par l'industriel	9
2.1.3 Calcul des contraintes	10
2.1.4 Les catégories de contraintes équivalentes	10
2.1.5 Les limites par contraintes équivalentes	11
2.1.6 La procédure pour la norme BPVC VIII.2	12
2.2 RCC-M	13
2.2.1 Présentation générale	13

2.2.2	Contraintes de Tresca	13
2.2.3	Les catégories de contraintes équivalentes	13
2.2.4	Niveaux de sûreté	14
2.2.5	Situations de fonctionnement	14
2.2.6	Niveaux de critères	14
2.2.7	Les méthodes d'analyses	15
2.2.8	Contrainte équivalente admissible	16
2.2.9	Contraintes limites suivant le niveau de critère choisi	17
2.2.10	Autres sollicitations prises en compte	18
2.2.11	La procédure pour le code RCC-M	23
2.2.12	Liste des choix réalisés pour le code RCC-M	23
2.3	CSA C61400-1 :21	25
2.3.1	Présentation générale	25
2.3.2	Conception	25
2.3.3	Calcul des contraintes	25
2.3.4	Résistance mécanique	25
2.3.5	Les facteurs de sécurité :	25
2.3.6	Analyse aux états limites	26
2.3.7	Les valeurs des coefficients de sécurité	26
2.3.8	La procédure pour la norme CSA C61400-1 :21	29
	CHAPITRE 3 MÉTHODOLOGIE	31
	CHAPITRE 4 VALIDATION DU MODÈLE NUMÉRIQUE	33
4.1	Introduction	33
4.2	Le modèle	34
4.3	Le matériau	34
4.4	Les cas de chargement	34
4.5	Maillage	35
4.5.1	Définition	35
4.5.2	Maillage dans les simulations	36
4.5.3	Critère pour la finesse du maillage	36
4.6	Choix réalisés et différences entre les deux modèles	36
4.6.1	Ajout de congé dans les zones de fortes contraintes	37
4.6.2	Gestion de la symétrie de révolution	37
4.6.3	Contact Cylindre/Cylindre	38
4.7	Résultats	39

4.7.1	Résolution numérique	40
4.7.2	Critère pour analyser les résultats de simulation	40
4.7.3	Comparaison des deux logiciels	40
4.7.4	Validation du modèle	41
CHAPITRE 5 RÉSULTATS ET DISCUSSIONS		42
5.1	Comparaison BPVC VIII.2 et CSA C61400-1 :21	42
5.1.1	Cas d'étude	42
5.1.2	Conclusion sur la comparaison BPVC VIII.2 et CSA C61400-1 :21 . .	44
5.2	Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M	45
5.2.1	Conditions de fonctionnement et situations de fonctionnement	45
5.2.2	Comparaison des deux normes	46
5.2.3	Conclusion sur la comparaison des normes	47
CHAPITRE 6 CONCLUSION		48
6.1	Synthèse des travaux	48
6.2	Limitations de l'analyse proposée	50
6.3	Améliorations futures	50
RÉFÉRENCES		51
ANNEXES		52

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1	Propriétés mécaniques de l'ASTM A516 - Grade 485	10
Tableau 2.2	Contraintes permises, S_{limite}	10
Tableau 2.3	Correspondance entre niveau de critère et dommages couverts	15
Tableau 2.4	Niveau de critère minimal en fonction de la situation de fonctionnement	16
Tableau 2.5	RCC-M : Contrainte permise, S_{limite}	23
Tableau 2.6	Facteur de sécurité partiel pour la défaillance γ_n	27
Tableau 2.7	Facteur de sécurité partiel pour la résistance γ_M	28
Tableau 2.8	Facteur de sécurité partiel pour la charge γ_f	28
Tableau 4.1	Les cas de chargement	35
Tableau 4.2	Calcul de l'erreur due au maillage	36
Tableau 4.3	Contrainte maximale en MPa en fonction de la profondeur des congés pour chaque cas de chargement	37
Tableau 5.1	Les différents cas d'études	44
Tableau 5.2	Les contraintes maximales en MPa en fonctions des cas d'études	44
Tableau 5.3	Correspondance cas de chargement, situation de fonctionnement et niveau de critère	46
Tableau A.1	Contraintes maximales admissibles, norme BPVC VIII.2. . .	53
Tableau B.1	Valeurs possibles de $\Gamma = \gamma_n \gamma_f \gamma_M$	56
Tableau B.2	$F_{k_{max}} = \frac{1}{\Gamma} R_k$ réalisé pour l'ASTM A516	57
Tableau C.1	Contraintes maximales admissibles, code RCC-M	59
Tableau D.1	Les cas de chargement	60
Tableau D.2	Noeuds et éléments par cas de chargement sur SolidWorks Simulation	61
Tableau E.1	Les cas de chargement	67
Tableau E.2	Noeuds et éléments par cas de chargement sur Ansys Workbench	68
Tableau F.1	Propriétés mécaniques de l'ASTM A36	74
Tableau F.2	Contraintes maximales admissibles (En MPa), norme BPVC VIII.2 pour l'ASTM A36	74
Tableau F.3	$F_{k_{max}} = \frac{1}{\Gamma} R_k$ (En MPa), réalisé pour l'ASTM A36	75
Tableau F.4	Contraintes maximales admissibles (En MPa), code RCC-M pour l'ASTM A36	75
Tableau G.1	Propriétés mécaniques de l'ASTM A27	76

Tableau G.2	Contraintes maximales admissibles (En MPa), norme BPVC VIII.2	76
Tableau G.3	$F_{k_{max}} = \frac{1}{\Gamma} R_k$ (En MPa), réalisé pour l'ASTM A27	77
Tableau G.4	Contraintes maximales admissibles (En MPa), code RCC-M	77
Tableau H.1	LC1 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A516 nuance 485	80
Tableau H.2	LC2 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A516 nuance 485	81
Tableau H.3	LC3 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A516 nuance 485	81
Tableau H.4	LC4 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A516 nuance 485	82
Tableau H.5	LC5 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A516 nuance 485	82
Tableau H.6	LC6 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A516 nuance 485	83
Tableau H.7	LC1 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A36	84
Tableau H.8	LC2 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A36	85
Tableau H.9	LC3 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A36	85
Tableau H.10	LC4 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A36	86
Tableau H.11	LC5 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A36	86
Tableau H.12	LC6 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A36	87
Tableau H.13	LC1 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A27	88
Tableau H.14	LC2 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A27	89
Tableau H.15	LC3 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A27	89
Tableau H.16	LC4 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A27	90

Tableau H.17	LC5 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A27	90
Tableau H.18	LC6 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A27	91

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1	Essai de traction sur un matériau ductile [1]	3
Figure 1.2	Représentation d'une courbe de Wöhler, résultats des essais de fatigue [2]	4
Figure 1.3	Les catégories de contraintes	6
Figure 1.4	Cube infinitésimal pour définir le tenseur des contraintes	7
Figure 2.1	Critère de niveau 0 : catégories de contraintes et limites associées	20
Figure 2.2	Critère de niveau A : catégories de contraintes et limites associées	21
Figure 2.3	Critère de niveau C : catégories de contraintes et limites associées	22
Figure 4.1	Présentation d'une pièce maillée	35
Figure 4.2	Contact cylindre/cylindre sur SolidWorks Simulation	38
Figure 4.3	Contact cylindre/cylindre sur Ansys Workbench	39
Figure 4.4	Cas de chargement LC1, réalisé sur SolidWorks Simulation à gauche et sur Ansys Workbench à droite	39
Figure D.1	Cas de chargement LC1, réalisé sur SolidWorks Simulation . .	62
Figure D.2	Cas de chargement LC2, réalisé sur SolidWorks Simulation . .	62
Figure D.3	Cas de chargement LC3, réalisé sur SolidWorks Simulation . .	63
Figure D.4	Cas de chargement LC4, réalisé sur SolidWorks Simulation . .	63
Figure D.5	Cas de chargement LC5, réalisé sur SolidWorks Simulation . .	64
Figure D.6	Cas de chargement LC6, réalisé sur SolidWorks Simulation . .	65
Figure D.7	Cas de chargement LC6, réalisé sur SolidWorks Simulation . .	66
Figure E.1	Cas de chargement LC1, réalisé sur Ansys Workbench	69
Figure E.2	Cas de chargement LC2, réalisé sur Ansys Workbench	69
Figure E.3	Cas de chargement LC3, réalisé sur Ansys Workbench	70
Figure E.4	Cas de chargement LC4, réalisé sur Ansys Workbench	70
Figure E.5	Cas de chargement LC5, réalisé sur Ansys Workbench	71
Figure E.6	Cas de chargement LC6, réalisé sur Ansys Workbench	72
Figure E.7	Cas de chargement LC6, réalisé sur Ansys Workbench	73
Figure H.1	Les points de comparaisons entre les contraintes de Von Mises et Tresca.	79

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

Symboles

R_m	Résistance mécanique
S_{ut}	Résistance mécanique
R_e	Limite d'élasticité
S_y	Limite d'élasticité
$R_{p0,2}$	Limite d'élasticité conventionnelle à 0,2%
E	Module de Young
A	Allongement
σ_r	Résistance mécanique
σ_f	Résistance à la fatigue
σ	Contrainte
S	Surface
F	Vecteur d'effort
σ_{ii}	Contraintes normales du tenseur de contraintes
τ_{ij} avec $i \neq j$	Contraintes tangentielles du tenseur de contraintes
σ_i	Contraintes principales du tenseur de contraintes
σ_e	Contrainte équivalente
C_m	Contrainte moyenne d'appui
R_{limite}	Contrainte permise
P_m	Contrainte primaire générale membrane
P_b	Contrainte primaire de flexion
P_l	Contrainte primaire membrane locale
P_e	Contrainte thermiques
Q	Contrainte secondaire
F	Concentration de contrainte.
S_m	Contraintes équivalente admissible
γ_f	Facteur de sécurité partiel pour la charge
γ_M	Facteur de sécurité partiel pour les propriétés du matériau
F_d	Contrainte utilisée pour le dimensionnement
F_k	Contrainte calculées
R_d	Résistance utilisée pour le dimensionnement
R_k	Résistance du matériau

$S(.)$	Fonction de charge
$R(.)$	Fonction de Résistance
γ_n	Facteur de sécurité partiel pour la défaillance

Abréviations

ASME	American Society of Mechanical Engineers
BPVC VIII.2	Boiler and Pressure Vessel Code section VIII division 2
RCC-M	Règles de conception et de construction des matériels mécaniques des îlots nucléaires REP
AFCEN	Association française pour les règles de conception, de construction et de surveillance en exploitation des matériels des chaudières électro-nucléaires
CSA	Canadian Standards Association
OS	Objectif Spécifique
2D	2 Dimensions
3D	3 Dimensions

LISTE DES ANNEXES

Annexe A	Limites de contrainte en utilisant la norme Boiler and Pressure Vessel Code section VIII division 2 (BPVC VIII.2)	52
Annexe B	Limites de contrainte en utilisant la norme CSA C61400-1 :21	54
Annexe C	Limites de contraintes en utilisant le code RCC-M	58
Annexe D	Résultats de simulation SolidWorks Simulation	60
Annexe E	Résultats de simulation Ansys Workbench	67
Annexe F	Application des deux normes et du code sur l'ASTM A36	74
Annexe G	Application des deux normes et du code sur l'ASTM A27	76
Annexe H	Résultats de simulation pour la comparaison des contraintes de Von Mises avec celles de Tresca	78
Annexe I	Notes sur le code RCC-M	92

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

1.1 Contexte et problématique :

La production d'électricité au Québec provient à 94% du secteur hydroélectrique. [3] Avec 61 centrales hydroélectriques qui comptabilisent une puissance installée de 36 694MW, le budget consacré au réaménagement et à la réhabilitation des centrales a atteint 680 M\$ en 2021. [4] [5] Pour planifier ses maintenances, Hydro Québec s'appuie sur des normes et réalisent des tests sur les matériaux pour rendre compte de leurs états au cours du temps. Ces vérifications ont pour but de contraindre les industriels à des arrêts de production et des démantèlements si le fait de continuer avec les pièces n'est pas validé à la fois par la norme et par les tests. C'est par exemple le cas avec le barrage de Saint-Narcisse. [6]

Le problème rencontré pour les pièces des groupes turbines-alternateurs soumises à la pression hydraulique amont est que la norme et les tests arrivent souvent à des conclusions contradictoires. Alors que les tests réalisés sur les pièces indiquent la bonne tenue de route des équipements, la norme impose parfois de remplacer ces derniers ce qui s'avère extrêmement dispendieux. Le choix de cette norme dans le calcul des durées de vie peut être cependant remis en question. En effet, la norme actuellement utilisée (Le BPVC VIII.2) n'est à l'origine pas conçue pour les centrales hydroélectriques mais pour les vaisseaux sous pression dans les chaudières. Depuis la création de cette norme, d'autres normes potentiellement plus travaillées et qui utiliseraient des outils plus performants ont pu voir le jour, ce qui pourrait permettre de justifier de la pérennité des structures, sous réserve que ces normes soient applicables aux pièces des centrales hydroélectriques. Par exemple, plutôt que de travailler avec la norme BPVC VIII.2, il pourrait être envisagé de travailler avec des normes dans les domaines de l'automobile, de l'éolien, du nucléaire ou encore spatiale. Pour des raisons de temps du projet, cette étude se consacre sur deux de ces domaines : le domaine nucléaire et le domaine éolien. Ils sont tous les deux des domaines très travaillés sur le plan de l'analyse des durées de vie des équipements.

Ainsi, l'objectif visé par cette maîtrise est d'explorer l'applicabilité du code RCC-M (Code nucléaire) et de la norme CSA C61400-1 :21 (Norme éolienne) sur les pièces des groupes turbines-alternateurs. Pour cela, l'étude se concentre sur les différentes manières de calculer et de gérer les contraintes à partir de la norme et du code indiqués plus haut. En particulier, cette étude sera uniquement concentrée sur la manière de calculer les contraintes ainsi que les marges de sécurité associées. Les études de fatigue et de durée de vie ne rentrent pas dans le cadre de cette étude et pourront être réalisées dans d'autres travaux suivant leurs

pertinences.

1.2 Objectif et objectifs spécifiques :

Déterminer l'applicabilité du code RCC-M et de la norme CSA C61400-1 aux calculs de durée de vie d'un flasque supérieur. Cet objectif sera réalisé par le biais de différents Objectifs Spécifiques (OS) :

- OS1 : Réaliser et valider un modèle numérique du flasque supérieur.
- OS2 : Valider une analyse de contrainte conforme à la démarche actuellement en vigueur selon la norme actuelle.
- OS3 : Effectuer une analyse de contrainte conforme au code et à la norme qui servent à cette étude.
- OS4 : Analyser la sensibilité aux paramètres et aux choix réalisés.

1.3 Importance de la recherche :

Actuellement, les tests réalisés sur les pièces des groupes turbines-alternateurs et la norme utilisée apportent dans de nombreux cas des conclusions contradictoires. Ainsi, alors que la norme présente souvent les pièces comme trop vieilles pour continuer à fonctionner les tests réalisés sur ces mêmes pièces semblent indiquer qu'elles pourraient encore fonctionner plusieurs années sans risque. La norme actuellement utilisée semble donc très conservatrice et obliger à des remplacements prématurés des pièces. Cette recherche vise ainsi à apporter un support sur lequel se reposer pour, à terme, justifier de la pérennité de pièces des centrales hydroélectriques. Cette recherche, qui se concentre sur le calcul des contraintes selon le code RCC-M et la norme CSA C61400-1 :21 et leurs limites associées, se veut la première étude d'un projet bien plus grand : valider l'utilisation d'une norme plus permissive que le BPVC VIII.2 pour les pièces soumises à la pression hydraulique amont dans les installations hydroélectriques. Ce projet devrait permettre aux industriels d'éviter des démantèlements des centrales ainsi que des arrêts de production prématurés.

Ainsi, cette étude est essentiellement la première pierre d'un grand projet, elle cherche à explorer les possibilités, présenter le problème et également commencer à rassembler les connaissances qui permettront de porter ce projet. C'est pour ces raisons que l'étude cherche à déterminer comment les normes utilisées dans les domaines nucléaires et éoliens calculent leurs contraintes et évaluent les contraintes maximales admissibles.

1.4 Prérequis

1.4.1 Effort et contrainte

Pour évaluer la résistance d'une pièce mécanique ou sa durée de vie les industriels passent par le calcul des contraintes. Ces dernières représentent la pression interne dans les matériaux. Un matériau qui est soumis à une contrainte va avoir tendance à se déformer. Ainsi, plus la contrainte est importante, plus le matériau se déforme. Tant que les contraintes sont relativement faibles, le matériau se déforme proportionnellement à la contrainte et il retrouve sa forme initiale lorsqu'il n'est plus soumis à des contraintes : on dit alors que le matériau est sollicité dans le domaine élastique, ce domaine est représenté par la courbe bleue de la figure 1.1. Au-delà de cette zone, le matériau se déforme de manière permanente : c'est le domaine plastique en rouge sur la figure 1.1.

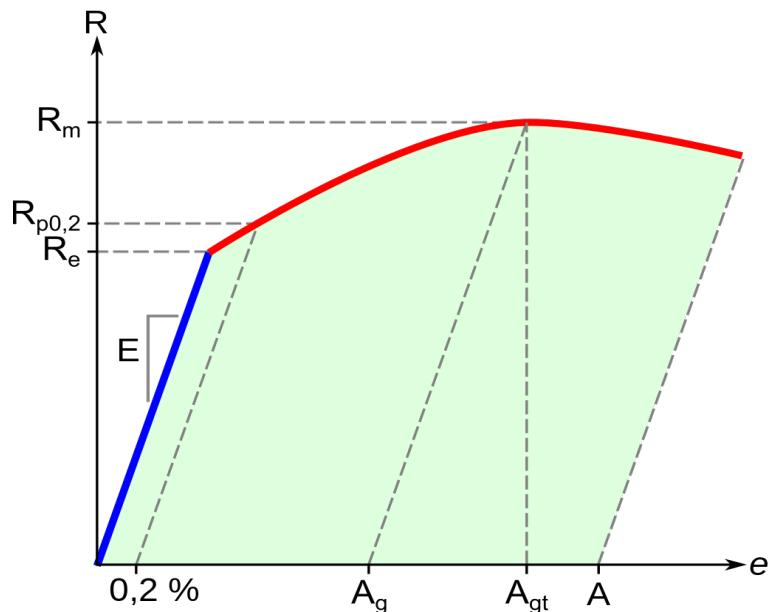


Figure 1.1: Essai de traction sur un matériau ductile [1]

Cette figure montre la contrainte dans le matériau R (parfois notée σ) en fonction de l'allongement en % de la pièce e . La partie bleue est le domaine élastique tandis que la partie rouge représente le domaine plastique. En particulier, sur la figure 1.1 deux valeurs seront utilisées dans la suite : R_e et R_m qui représentent respectivement la résistance élastique et la résistance mécanique du matériau. La première correspond à la contrainte au-delà de laquelle le matériau entre dans le domaine plastique. C'est d'ailleurs la résistance élastique à 0.2%, $R_{p0,2}$, qui est souvent utilisée et qui représente la contrainte de traction pour laquelle le ma-

tériau s'est allongé de 0.2% dans le domaine plastique, c'est-à-dire de façon permanente. La deuxième valeur, R_m est la résistance mécanique du matériau. C'est la contrainte maximale admissible par le matériau.

Lors du dimensionnement des équipements, l'industriel décide de garder une marge de sécurité par rapport à l'une ou l'autre de ces deux valeurs.

Un autre phénomène à prendre en compte pour déterminer la durée de vie des matériaux est la fatigue. Ce phénomène désigne l'atténuation des propriétés mécaniques des matériaux au cours du temps lors de l'application répétée de contrainte. Bien que cette étude ne s'intéresse qu'aux contraintes, il est important de rappeler ce phénomène si l'on souhaite approfondir le sujet.

Ainsi, par des cycles répétés sur une pièce elle peut finir par casser, même si la contrainte est bien inférieure à la résistance mécanique. Une courbe typique pour représenter le phénomène de fatigue est une courbe de Wöhler (Voir figure 1.2). Cette courbe représente la contrainte à laquelle la pièce risque de casser en fonction du nombre de cycles de contrainte avant cette rupture. C'est en réalité une courbe statistique qui permet par exemple de dire que pour une contrainte σ donnée, 95% des pièces résisteront à N cycles. Le domaine des pièces qui résistent est au-dessous de la courbe rouge tandis qu'au-dessus, elles vont avoir tendance à se rompre. En particulier deux grandeurs sont présentes : σ_r la résistance mécanique et σ_f la résistance à la fatigue. En dessous de cette dernière valeur la pièce a théoriquement une durée de vie infinie. [7]

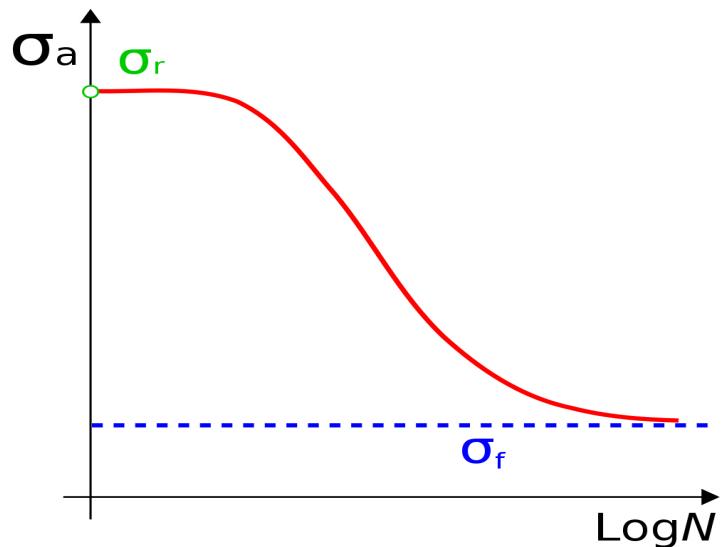


Figure 1.2: Représentation d'une courbe de Wöhler, résultats des essais de fatigue [2]

1.4.2 Classification des contraintes

Dans le but de comprendre les différents critères utilisés dans la détermination des contraintes à ne pas dépasser dans les matériaux, il faut d'abord définir les différentes classifications de contraintes qui peuvent s'appliquer sur une pièce. Pour aider à la compréhension, la définition des contraintes sera réalisée sur un cas d'étude en 2 dimensions (2D) pour être ensuite généralisée en 3 dimensions (3D).

Pour l'étude en 2D, on considérera une pièce cylindrique. Cette pièce est représentée dans la figure 1.3. On considère donc une section de surface S dans laquelle est défini un repère local $(0, \mathbf{X}, \mathbf{Y}, \mathbf{Z})$ tel que représenté dans la figure.

En haut à gauche est représentée la contrainte normale, suivie de la contrainte en flexion en haut au centre puis de la contrainte en cisaillement en haut à droite. Les deux images du bas représentent la contrainte en torsion.

Contrainte normale

La contrainte normale est la contrainte constante suivant l'axe \mathbf{X} (Voir le schéma en haut à gauche de la figure 1.3). Cette contrainte tend à l'élongation de la pièce suivant cet axe. Si on note \mathbf{F} le vecteur d'effort exercé sur la pièce suivant l'axe \mathbf{X} on a alors $\sigma = \frac{F}{S}$.

Contrainte de flexion

La contrainte de flexion est représentée sur la partie en haut au centre de la figure 1.3. La contrainte n'est pas constante sur la section, mais inversement proportionnelle à la coordonnée, sur l'axe $(0, \mathbf{Y})$, du point considéré sur le schéma. Sous l'action de cette contrainte la pièce va avoir tendance à se courber.

Contrainte de cisaillement

La contrainte de cisaillement est tangentielle à la section considérée (Voir figure 1.3, en haut à droite). Elle est en général à surveiller pour limiter la rupture des matériaux.

Contrainte de torsion

La contrainte en torsion est en général le résultat d'un moment exercé sur la pièce. Sur le schéma en bas de la figure 1.3 un moment sur \mathbf{Z} est représenté sur la droite tandis que la

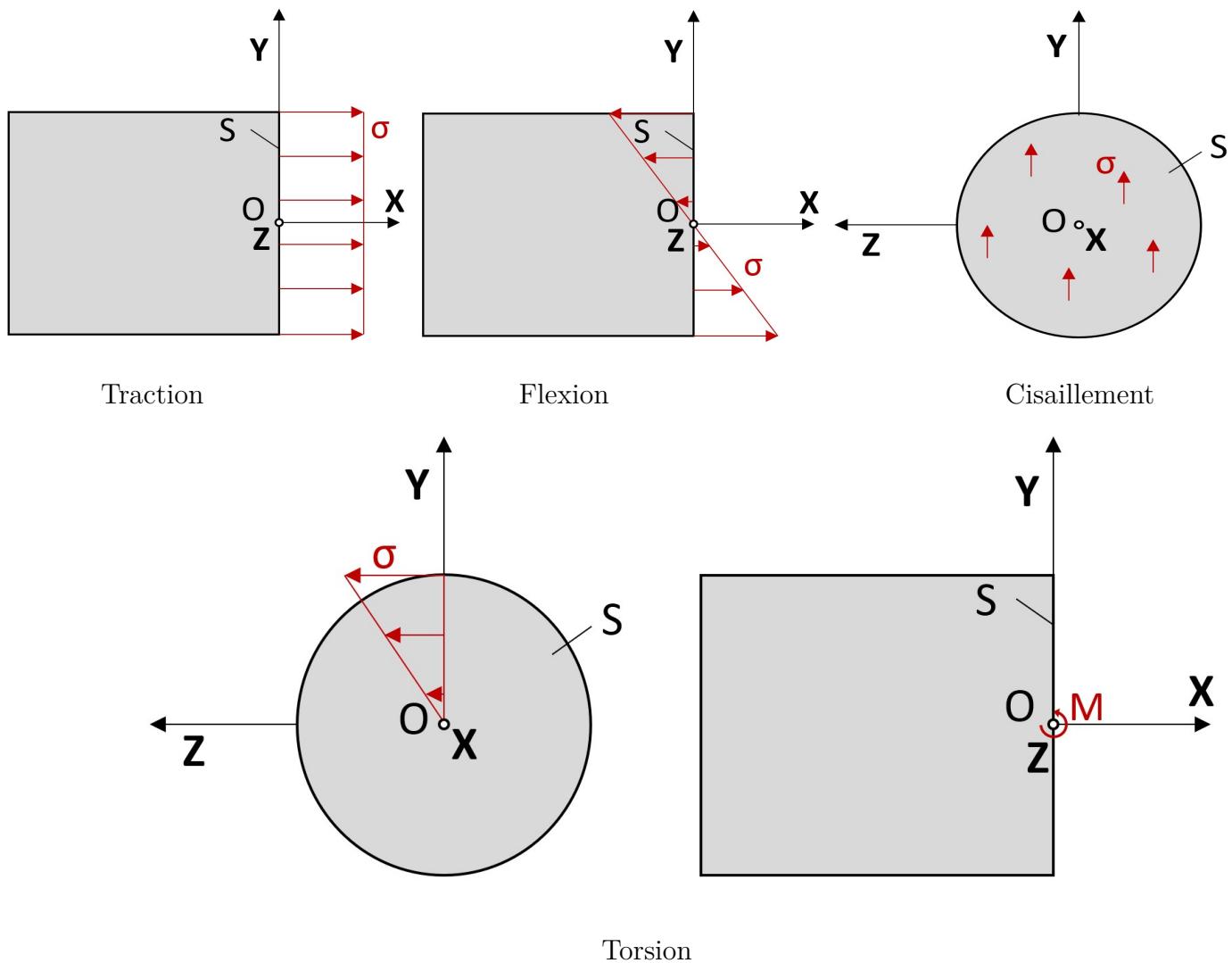


Figure 1.3: Les catégories de contraintes

contrainte est représentée sur la gauche. Cette contrainte est proportionnelle à la distance à O dans la section.

1.4.3 Torseur des contraintes 3D

Pour les études des solides en 3 dimensions les représentations précédentes ne suffisent plus. Ainsi pour étudier un solide en 3D on considère un point **M** du solide. Un repère local est alors défini ainsi qu'un volume cubique de taille infinitésimale autour de ce point dont les faces sont orientées suivant le repère locale (Voir figure 1.4). La troisième loi de Newton (Principe d'action-réaction) permet d'affirmer que tous les efforts qui s'appliquent à une face s'appliquent au signe près à la face opposée. L'étude ne porte donc que sur les trois faces 1, 2 et 3 orientées respectivement suivant les vecteurs \vec{e}_1 , \vec{e}_2 et \vec{e}_3 . Sur chaque face j s'appliquent trois contraintes σ_{ij} orientées suivant \vec{e}_i .

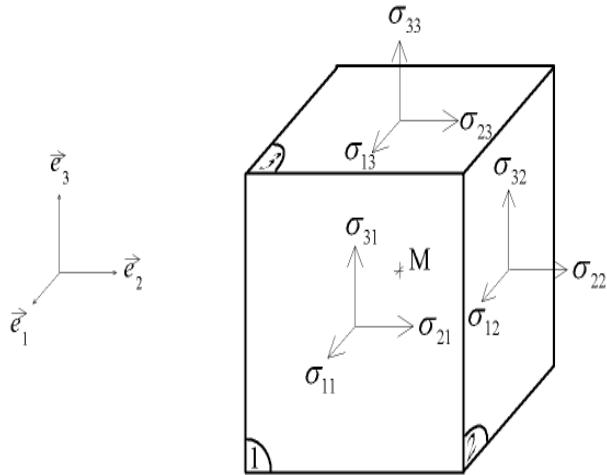


Figure 1.4: Cube infinitésimal pour définir le tenseur des contraintes

En particulier, les trois contraintes σ_{ii} sont normales à leurs faces d'applications et sont donc appelées contraintes normales. Les 6 autres contraintes σ_{ij} avec $i \neq j$ sont tangentielles aux faces du cube. Elles sont donc appelées contraintes tangentielles. Elles sont en général notées τ_{ij} .

Le tenseur des contraintes T est ainsi le suivant :

$$T(M) = \begin{pmatrix} \sigma_{1,1} & \tau_{1,2} & \tau_{1,3} \\ \tau_{2,1} & \sigma_{2,2} & \tau_{2,3} \\ \tau_{3,1} & \tau_{3,2} & \sigma_{3,3} \end{pmatrix}$$

En particulier, pour assurer la non-rotation du point **M** lors des études statiques, le principe fondamental de la statique permet d'affirmer que $\tau_{ij} = \tau_{ji}$ pour $i \neq j$, pour les matériaux isotropiques. Ainsi, pour tout point **M**, le tenseur $T(M)$ est symétrique réel ce qui permet

d'affirmer qu'il existe au moins une base orthonormée dans laquelle le tenseur est diagonal. Dans cette base, appelée base principale, le tenseur est

$$T(M) = \begin{pmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{pmatrix}$$

où les σ_i sont appelées les contraintes principales en M.

Les outils nécessaires à l'expression des contraintes dans une pièce sont maintenant établis. Il faut cependant noter que, bien que le tenseur de contrainte présente toutes les informations nécessaires pour déterminer la durée de vie des pièces, cette écriture est plutôt longue à analyser. Ainsi on passe généralement par des critères qui permettent de regrouper les termes du tenseur des contraintes dans un seul nombre plus facile à analyser.

1.4.4 Les critères de plasticité de Von Mises et Tresca

Pour cela, deux critères sont principalement utilisés : le critère de Von Mises et le critère de Tresca. Ils permettent de calculer la contrainte équivalente en un point du matériau.

Le critère de Von Mises évalue la densité d'énergie de distorsion en un point donné du matériau et a pour formule l'équation 1.1 :

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} \quad (1.1)$$

Il suffit alors de comparer la contrainte équivalente de Von Mises σ_e à une limite de contrainte à ne pas dépasser.

Le critère de Tresca évalue le cisaillement maximal en un point donné du matériau :

$$\sigma_e = \max_{1 \leq i < j \leq 3} (|\sigma_i - \sigma_j|) \quad (1.2)$$

Cette contrainte équivalente σ_e doit alors rester en dessous d'un certain seuil.

CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE

La revue de littérature présente les différentes normes étudiées au cours de cette maîtrise ainsi que les différentes valeurs des paramètres pour cette étude dans le cas de chaque norme et code.

Ce problème n'ayant pas encore été adressé, il n'existe pas encore de documentation sur l'utilisation du code RCC-M et de la norme CSA C61400-1 :21 à des fins de dimensionnement des pièces dans les installations hydroélectriques.

2.1 ASME BPVC section VIII division 2

2.1.1 Présentation générale

La norme actuellement utilisée dans la conception des pièces des groupes turbines-alternateurs soumises à la pression hydraulique amont est le Boiler and Pressure Vessel Code section VIII division 2 [8] rédigé par American Society of Mechanical Engineers (ASME).

La méthode actuelle qui utilise le BPVC est basée sur une analyse numérique. Cette section présente ainsi les étapes à suivre pour réaliser une étude conforme à cette norme. Après avoir suivi ces étapes il faudra comparer les contraintes dans la pièce à la contrainte maximale acceptable.

2.1.2 Contraintes permises par l'industriel

Pour évaluer si une pièce est acceptable il faut déterminer en fonction des conditions d'utilisation (qui peuvent être normales, exceptionnelles ou extrêmes) si la contrainte admissible n'est pas dépassée.

Le matériau utilisé pour la fabrication du flasque de référence est l'ASTM A516, nuance 485 (grade 70). Il est caractérisé par les limites retranscrites dans le tableau 2.1. C'est à partir des deux limites dans ce tableau qu'il est possible de déterminer la contrainte permise S_{limite} présente dans le tableau 2.2. C'est un matériau couramment utilisé dans l'industrie, il est en particulier ductile et isotrope.

Ainsi, en condition normale d'utilisation du flasque supérieur, il ne faut pas que la contrainte dépasse le minimum de $\frac{S_y}{2}$, avec S_y la limite élastique ni $\frac{S_{ut}}{3,5}$ où S_{ut} est la limite ultime à la rupture. En condition normale, la contrainte dans le flasque supérieur ne doit donc pas dépasser 130MPa.

Tableau 2.1: Propriétés mécaniques de l'ASTM A516 - Grade 485

	Contrainte (MPa)
Limite élastique (S_y)	260
Limite ultime à la rupture (S_{ut})	485

Tableau 2.2: Contraintes permises, S_{limite}

	Minimum de	Contraintes permises (S_{limite})
Conditions normales	$1/2 S_y$	130 MPa
	130 MPa	
Conditions exceptionnelles	$2/3 S_y$	173 MPa
	173 MPa	
Conditions extrêmes	$3/4 S_y$	195 MPa
	195 MPa	

Ces valeurs sont arbitraires. Elles sont définies par les requis du client ou par les règles internes du manufacturier.

Il reste maintenant à déterminer comment calculer la contrainte dans la pièce suivant la norme BPVC VIII.2.

2.1.3 Calcul des contraintes

Pour faire le calcul des contraintes dans la pièce, cette norme passe par le calcul des contraintes de Von Mises (Voir 1.1). Il s'agit ensuite de connaître la limite que cette contrainte ne doit pas dépasser pour éviter la rupture.

2.1.4 Les catégories de contraintes équivalentes

Pour déterminer les contraintes acceptables en un point de la pièce, la norme propose des catégories de contraintes équivalentes ainsi que les limites à ne pas dépasser.

Les catégories de contraintes équivalentes sont les suivantes : [8] [9]

- P_m : Contrainte primaire générale membrane. Contrainte constante à travers l'épaisseur de la plaque à un point donné. Loin des discontinuités.
- P_b : Contrainte primaire de flexion. Contrainte proportionnelle à la distance du centreïde de la paroi. Loin des discontinuités.

- P_l : Contrainte primaire membrane locale. Contrainte constante à travers l'épaisseur de la plaque à un point donné. Près d'une discontinuité.
- Q : Contrainte secondaire. Causée par des forces ou moments internes créés par des restrictions géométriques. Contrainte auto-limitative. Survient aux discontinuités.
- F : Concentration de contrainte. L'intensification des contraintes affecte un très faible volume et n'a pas d'effet sur le champ de contrainte global. Ces contraintes sont généralement dues à une discontinuité ou à une entaille.

2.1.5 Les limites par contraintes équivalentes

Après avoir déterminé les contraintes équivalentes qui s'appliquent en chaque point de la pièce, la norme met en avant des limites de contraintes à ne pas dépasser en ces points :

$$\begin{aligned} P_m &< S \\ P_L &< S_{PL} \\ P_L + P_B &< S_{PL} \\ P_L + P_B + Q &< S_{PS} \\ P_L + P_B + Q + F &< 2S_a \end{aligned}$$

Les limites de contraintes sur la droite sont alors spécifiées par rapport à S_{limite} .

Détermination de S .

S prend la valeur de S_{limite} , la contrainte limite calculée au tableau 2.2.

Détermination de S_{PL} .

La valeur à prendre pour S_{PL} pour les matériaux de l'annexe 3-A de la norme BPVC VIII.2 est :

$$S_{PL} = \begin{cases} \max(1, 5S_{limite}, Re) & \text{si } Re/R < 0,7 \text{ et si le matériau n'est pas dépendant} \\ & \text{de la température au cours du temps.} \\ 1,5S & \text{sinon.} \end{cases}$$

Dans le cas de l'étude, le choix est fait de prendre $S_{PL} = 1.5S_{limite}$.

Détermination de S_{PS} .

$$S_{PS} = \begin{cases} \max_{T \in \{T_{min}; T_{max}\}} (3S_{limite}(T), 2Re(T)) & \text{si } Re/R < 0.7 \text{ et si les propriétés du} \\ & \text{matériau sont indépendantes du temps.} \\ 3S & \text{sinon.} \end{cases}$$

Dans le cas de l'étude, le choix est fait de prendre $S_{PS} = 2S_{limite}$. Ce choix est celui utilisé pour les études de contraintes pour la norme actuelle. C'est un choix arbitraire qui est défini soit dans les requis du client soit par les règles internes de Voith Hydro, le manufacturier.

Détermination de S_a .

S_a fait intervenir les concentrations de contraintes F utilisées pour les études de fatigue. Cette étude se focalise uniquement sur les contraintes dans la pièce et n'aborde pas les problèmes liés à la fatigue. S_a ne sera donc pas détaillée.

Pour résumer, les limites de contraintes à ne pas dépasser sont finalement les suivantes :

$$\begin{aligned} P_m &< S_{limite} \\ P_L &< 1,5S_{limite} \\ P_L + P_B &< 1,5S_{limite} \\ P_L + P_B + Q &< 2S_{limite} \end{aligned} \tag{2.1}$$

Avec S_{limite} qui est présentée dans le tableau 2.2.

2.1.6 La procédure pour la norme BPVC VIII.2

Ainsi pour réaliser l'étude numérique des contraintes dans le flasque supérieur selon la norme BPVC les étapes suivantes ont été réalisées :

- Création de la pièce conformément aux plans du flasque.
- Calcul des contraintes de Von Mises dans la pièce.
- Détermination des contraintes équivalentes qui s'appliquent en chaque point de la pièce en fonction des conditions de chargement (Voir tableau 2.2).
- Comparaison de la contrainte de Von Mises calculée numériquement avec la limite à ne pas dépasser selon la norme suivant les catégories de contraintes qui s'appliquent en chaque point (Voir 2.1).

2.2 RCC-M

2.2.1 Présentation générale

Le code RCC-M [10] est un code nucléaire réalisé par l'Association française pour les règles de conception, de construction et de surveillance en exploitation des matériels des chaudières électro-nucléaires (AFCEN). Ce code couvre les matériels mécaniques des îlots nucléaires REP. Il est important de noter que les documents de l'AFCEN n'ont pas le statut de norme puisque l'AFCEN n'est pas un organisme de normalisation. l'AFCEN s'appuie néanmoins sur des normes existantes et ses travaux sont ensuite validés par l'autorité de sûreté.

Les codes RCC ont été réalisés dans le but d'obtenir une certaine indépendance vis à vis des normes américaines ASME ainsi que d'avoir, en France puis en Europe, des codes adaptés au contexte industriel. De fait, on retrouve dans le code RCC-M un certain nombre de points communs avec la norme ASME VIII.2 détaillés plus haut tel que la classification des contraintes. [11]

2.2.2 Contraintes de Tresca

Pour faire le calcul des contraintes dans la pièce, ce code passe par le critère de contrainte de Tresca (Voir 1.2). Cette contrainte doit rester en dessous d'un certain seuil qui sera déterminé par la suite.

2.2.3 Les catégories de contraintes équivalentes

Pour déterminer les contraintes acceptables en un point de la pièce, le code RCC-M utilise des catégories de contraintes équivalentes comme c'est le cas pour la norme de l'ASME. Par rapport au BPVC VIII.2, seule la contrainte due à l'expansion thermique est à prendre en compte en plus pour appliquer le code RCC-M.

Les catégories de contraintes équivalentes sont les suivantes :

- P_m : Contrainte primaire générale membrane. Contrainte constante à travers l'épaisseur de la plaque à un point donné. Loin des discontinuités.
- P_b : Contrainte primaire de flexion. Contrainte proportionnelle à la distance du centreïde de la paroi. Loin des discontinuités.
- P_l : Contrainte primaire membrane locale. Contrainte constante à travers l'épaisseur de la plaque à un point donné. Près d'une discontinuité.
- P_e : Contrainte thermique (Contrainte secondaire). Contrainte résultant de l'expansion thermique.

- Q : Contrainte secondaire. Causée par des forces ou moments internes créés par des restrictions géométriques. Contrainte auto-limitative. Survient aux discontinuités.
- F : Concentration de contrainte. L'intensification des contraintes affecte un très faible volume et n'a pas d'effet sur le champ de contrainte global. Ces contraintes sont généralement dues à une discontinuité ou à une entaille.

De même que pour le code ASME, ces critères peuvent être combinés pour définir une contrainte équivalente et imposer une limite de contrainte maximale. Dans notre cas, cette limite dépend du niveau de sûreté, de la situation de fonctionnement et du niveau de critères pris en compte.

2.2.4 Niveaux de sûreté

Les équipements sont classés entre les niveaux de sûreté 1, 2 et 3. Le niveau 1 correspond aux pièces avec les limites de contraintes acceptables les plus strictes tandis que le niveau 3 accepte le plus de contraintes sur les équipements.

Dans notre cas d'étude, au vu des restrictions à imposer aux matériels hydroélectriques, il a été fait le choix de travailler avec les spécifications imposées par le niveau de sûreté 1.

2.2.5 Situations de fonctionnement

- **Situation de référence (première catégorie)**
- **Situations de deuxième catégorie**

Situations normales

Situations incidentielles : Situations courantes telles que l'arrêt d'urgence ou la séparation avec le réseau.

- **Situations de troisième catégorie**

— Situation exceptionnelles lors de circonstances accidentelles très peu fréquentes (moins de 20 fois pour la durée de vie d'une chaudière).

- **Situations de quatrième catégorie**

Situations hautement improbables

- **Situations d'essai**

Ces situations correspondent aux essais hydrauliques réglementaires : l'essai individuel avant montage ainsi que les essais hydrauliques d'ensemble en service. [10]

2.2.6 Niveaux de critères

Des niveaux de critères sont alors définis :

- **Critère de niveau 0**

- Critère de niveau A
- Critère de niveau B
- Critère de niveau C
- Critère de niveau D
- Critère de niveau T

Le tableau 2.3 présente un résumé des niveaux de critères avec également les dommages couverts pour chaque cas.

Enfin, un niveau de critère minimum est affecté aux équipements en fonction de leur situation de fonctionnement. Ce niveau minimum est présenté dans le tableau 2.4.

Tableau 2.3: Correspondance entre niveau de critère et dommages couverts

NIVEAU DE CRITÈRE	Dommage couverts
0	Déformation excessive
	Instabilité plastique
	Instabilité élastique et élastoplastique (flambement)
A	Déformation progressive
	Fatigue
B	Déformation excessive
	Instabilité plastique
	Instabilité élastique et élastoplastique (flambement)
C	Déformation excessive
	Instabilité plastique
	Instabilité élastique et élastoplastique (flambement)
D	Instabilité plastique
	Instabilité élastique et élastoplastique (flambement)
T	Déformation excessive

2.2.7 Les méthodes d'analyses

Trois méthodes d'analyses sont proposées par le code RCC-M :

- Analyse élastique
- élastoplastique
- expérimentale

La méthode étudiée ici est la méthode élastique.

Tableau 2.4: Niveau de critère minimal en fonction de la situation de fonctionnement

Situations de fonctionnement	Niveau de critère minimal
1ère : De référence	0
2ème : Normale	A
2ème : Incidentelle	B
3ème : Exceptionnelle	C
4ème : Hautement improbable	D
Essai	T

Par exemple, en situation exceptionnelle il faut au minimum respecter le niveau de critère C mais il est possible aussi d'être moins permissif et de définir le niveau de critère pour certains équipements sur B, A ou encore 0.

2.2.8 Contrainte équivalente admissible

La contrainte équivalente admissible S_m dépend de la constitution cristallographique du matériau :

- aciers austénitiques, les alliages nickel-chrome-fer et nickel-fer-chrome

$$S_m = \text{Min}\left(\frac{1}{3}R_m; \frac{1}{3}S_u; \frac{2}{3}R_e; \frac{9}{10}S_y\right) \quad (2.2)$$

- aciers ferritiques, et alliages et métaux non ferreux à l'exception de ceux qui sont couverts plus haut

$$S_m = \text{Min}\left(\frac{1}{3}R_m; \frac{1}{3}S_u; \frac{2}{3}R_e; \frac{2}{3}S_y\right) \quad (2.3)$$

- Boulonnerie

$$S_m = \text{Min}\left(\frac{1}{3}R_e; \frac{1}{3}S_y\right) \quad (2.4)$$

Où S_u et S_y représentent pour ces trois formules la résistance à la traction à chaud et la limite conventionnelle d'élasticité à chaud.

Dans notre cas d'étude, la formule 2.2 est utilisée puisque le matériau étudié, l'ASTM A516 nuance 485, est un acier austénitique. [12]

On a donc $S_m = 161,67 \text{ MPa}$ en utilisant les données du tableau 2.1. Il faut noter ici que les valeurs de S_u et de S_y n'ont pas été utilisées car elles n'ont pas été trouvées pour l'ASTM A516 nuance 485. En revanche, elles sont généralement similaires voir égales à respectivement R_m et R_e ce qui ne change pas beaucoup les données. De plus, comme il est moins pertinent d'étudier l'influence des températures pour les groupes turbines-alternateurs que pour les circuits des centrales nucléaires, un choix a été fait de prendre $S_u = R_m$ et $S_y = R_e$. Ce choix revient donc à négliger l'influence de la température.

2.2.9 Contraintes limites suivant le niveau de critère choisi

À cette étape, le niveau de sûreté est défini (niveau 1), l'acier austénitique utilisé également (ASTM A516, nuance 485). Ce qui permet de déterminer la valeur de la contrainte équivalente admissible qui va être utilisée pour l'analyse élastique ($S_m = 161,67 \text{ MPa}$). Ensuite, suivant la situation de fonctionnement et le niveau de critère utilisé il est possible de définir la contrainte maximale à ne pas dépasser en chaque point du matériau. Ces limites sont définies ci-après.

Critère de niveau 0

Ce critère ne s'intéresse qu'aux contraintes primaires. Il regroupe trois critères à valider :

- Contrainte générale de membrane :

$$P_m \leq S_m$$

- Contrainte locale de membrane

$$P_L \leq 1,5S_m$$

- Contrainte de flexion

$$P_L + P_b \leq 1,5S_m$$

Un récapitulatif de ce critère est présent dans la figure 2.1.

Critère de niveau B

Le critère B est le même que le critère 0 en remplaçant S_m par $1,1S_m$. Ce critère diminue donc la marge de sécurité.

Critère de niveau C

Le critère C est le même que le critère 0 en remplaçant S_m par $1,2S_m$. Ce critère diminue donc encore plus la marge de sécurité. Un récapitulatif de ce critère est présent dans la figure 2.3.

Critère de niveau A

Le critère A est présenté sur la figure 2.2. Ce critère permet de réaliser des études de fatigue ainsi que de prendre en compte l'influence de la température sur les pièces. Ce critère dépasse donc le domaine d'application de cette étude et ne sera pas utilisé.

Critère de niveau D

Ce critère utilisé pour les situations hautement improbables passe par une analyse élastoplastique pour prévenir des dommages dus aux instabilités élastiques, élastoplastiques (flambement) et plastiques. En particulier, ce critère n'a pas pour but le bon fonctionnement du matériel pendant et après l'événement. Ce critère dépasse donc aussi le domaine d'application de cette étude. Les règles d'utilisation de ce critère ne seront pas détaillées car elles sont complexes et interviennent lors de situations spécifiques qui ne rentrent pas dans les cas d'application de cette étude (Dans le code RCC-M, l'annexe Z F y est entièrement dédiée).

Critère de niveau T

Ce critère est utilisé pour les situations d'essai. Puisqu'il n'y a pas de situation d'essai dans les cas de chargement étudiés ce critère ne sera pas utilisé. Son utilisation est néanmoins présentée en annexe I.

2.2.10 Autres sollicitations prises en compte

En plus des catégories de contraintes à évaluer en fonction du critère choisi, d'autres catégories de contraintes sont étudiées par le code RCC-M. Comme elles ne sont soit pas applicables soit difficilement comparables avec les autres normes elles n'ont pas été évaluées dans cette étude. Elles sont en partie détaillées dans la suite pour apporter une vision plus générale des points pris en compte par le code RCC-M.

Appui

Cette catégorie présente beaucoup de règles qui ont souvent plusieurs spécificités. Une grande variété de règles sont présentées ici mais sans rentrer dans tous les détails ni présenter toutes les particularités.

- Pour les critères de niveau autre que le D, la contrainte moyenne d'appui C_m ne doit pas dépasser S_y . Pour les contraintes loin des bords libres (La distance entre la zone d'appui et les bords libres est supérieure à la taille de la zone où la charge est appliquée), on a $C_m \leq 1,5S_y$.
- Si l'appui est proche d'un bord, il faut considérer le cisaillement et alors la contrainte de cisaillement doit être inférieure à $0,6S_m$.

Si de plus des sollicitations secondaires sont à prendre en compte : il faut remplacer

$0,6S_m$ par $\min(0,5S_y \text{ à } 40^\circ\text{C}; 0,675S_y \text{ à la température considérée})$ pour les matériaux pour lesquels la note 2 du tableau Z I 1.2 du code RCC-M est applicable sinon prendre la limite égale à $0,5S_y$.

Cisaillement pur

Pour les mêmes raisons, cette catégorie n'est pas complète.

- Hors critère de niveau D, la contrainte moyenne primaire de cisaillement ne doit pas dépasser $0,6S_m$.
- Hors critère de niveau D, en dehors des zones de concentration de contraintes, à la périphérie d'un solide circulaire sollicité en torsion, la contrainte maximale primaire de cisaillement doit être limité à $0,8S_y$.
- Les contraintes de cisaillement primaires plus secondaires et celles de pointe sont à analyser en tant que contraintes équivalentes.

Déformation progressive des jonctions mécaniques

Les contraintes équivalentes primaires plus secondaires ne doivent pas dépasser la limite élastique S_y pour ces pièces.

Somme des contraintes principales

La somme des trois contraintes principales doit vérifier l'inégalité suivante :

$$\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \leq 4S_m \quad (2.5)$$

Règles applicables aux transitions entre tubulures et tuyauteries

Ces règles sont complexes et denses. De plus, ces transitions n'interviennent pas dans l'étude du flasque supérieur. Le choix a été fait de ne pas les détailler dans cette étude.

Exigences particulières aux dispositifs d'étanchéité soudés

De même, ces règles n'interviennent pas dans le cadre de cette étude. Elles n'ont donc pas été détaillées.

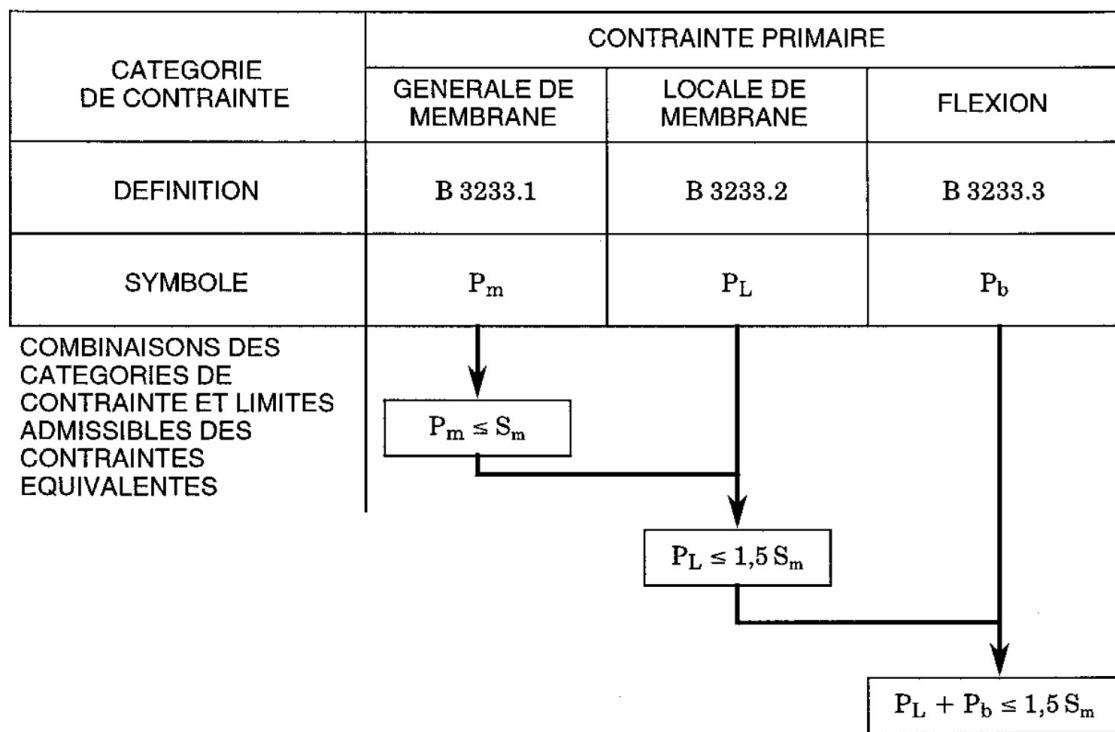


Figure 2.1: Critère de niveau 0 : catégories de contraintes et limites associées

CATEGORIE DE CONTRAINTE	CONTRAINTE PRIMAIRE			CONTRAINTE SECONDAIRE		POINTE
	GENERALE DE MEMBRANE	LOCALE DE MEMBRANE	FLEXION	MEMBRANE PLUS FLEXION	EXPANSION	
DEFINITION	B 3233.1	B 3233.2	B 3233.3	B 3234.2	B 3234.4	B 3234.5
SYMBOLE	P_m	P_L	P_b	Q	P_e	F

COMBINAISONS DES
CATEGORIES DE
CONTRAINTE ET
LIMITES
ADMISSIBLES DES
CONTRAINTES
EQUIVALENTES

* Les règles particulières du
B 3234.3 sont applicables si
la limite $3 S_m$ est dépassée

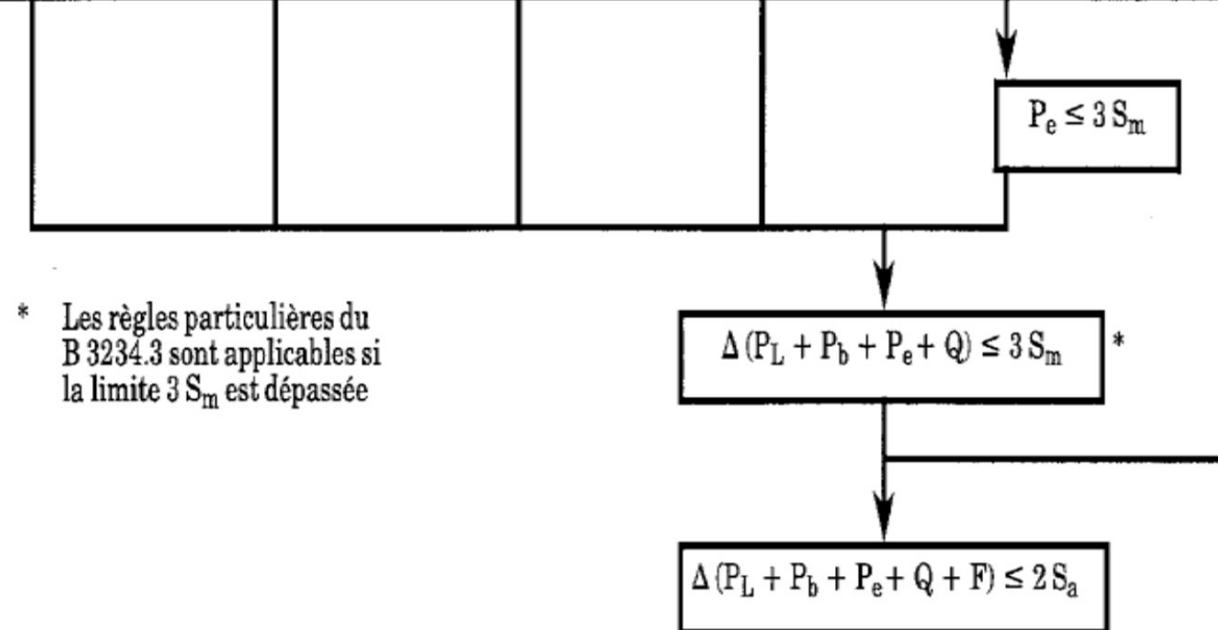


Figure 2.2: Critère de niveau A : catégories de contraintes et limites associées

CATÉGORIE DE CONTRAINTE	CONTRAINTE PRIMAIRES			CONTRAINTE SECONDAIRES	CONTRAINTE DE POINTE
	GENÉRALE DE MEMBRANE	LOCALE DE MEMBRANE	FLEXION	MEMBRANE PLUS FLEXION	
DEFINITION	B 3233.1	B 3233.2	B 3233.3	B 3234.2	B 3234.5
SYMBOLE	P_m	P_L	P_b	Q	F

COMBINAISONS DES CATÉGORIES DE CONTRAINTE ET LIMITES ADMISSIBLES DES CONTRAINTES EQUIVALENTES

$P_m \leq 1,2 S_m$

$P_L \leq 1,8 S_m$

$P_L + P_b \leq 1,8 S_m$

évaluation non exigée

Figure 2.3: Critère de niveau C : catégories de contraintes et limites associées

Tableau 2.5: RCC-M : Contrainte permise, S_{limite}

Niveau de critère	Contraintes permises		
	P_m	P_L	$P_b + P_L$
0	S_m	$1,5S_m$	$1,5S_m$
	161 MPa	242 MPa	242 MPa
B	$1,1S_m$	$1,1 * 1,5S_m$	$1,1 * 1,5S_m$
	177 MPa	266 MPa	266 MPa
C	$1,2S_m$	$1,2 * 1,5S_m$	$1,2 * 1,5S_m$
	194 MPa	291 MPa	291 MPa

2.2.11 La procédure pour le code RCC-M

Pour réaliser l'étude des contraintes dans le flasque supérieur selon le code RCC-M les étapes suivantes ont été réalisées :

- Création de la pièce conformément aux plans du flasque.
- Calcul des contraintes de Tresca dans la pièce.
- Détermination des contraintes équivalentes qui s'appliquent en chaque point de la pièce.
- Comparaison de la contrainte de Tresca calculée numériquement avec la limite à ne pas dépasser selon le code RCC-M en fonction des catégories de contraintes qui s'appliquent en chaque point (Voir tableau 2.5).

2.2.12 Liste des choix réalisés pour le code RCC-M

Cette partie a pour but de résumer l'intégralité des choix réalisés pour l'utilisation du code RCC-M dans le cas de cette étude réalisée sur le matériau ASTM A516 nuance 485.

- L'étude porte sur le niveau de sûreté 1.
- L'étude est réalisée par le biais de l'analyse élastique.
- La contrainte équivalente admissible est déterminée par la formule pour les aciers austénitiques (2.2). De plus, pour cette formule on suppose que la résistance mécanique et la résistance à la traction à chaud sont égales tout comme la limite élastique et la limite conventionnelle d'élasticité à chaud.
- Les calculs des sollicitations dans la catégorie autres sollicitations (Voir partie 2.2.10) ne sont pas pris en compte. Puisque ces sollicitations sont spécifiques à ce code, elles ont été présentées mais sont difficilement comparables aux deux autres normes.
- Les contraintes secondaires ne sont pas prises en compte : l'influence de la température

est supposée négligeable par rapports aux autres forces en jeu et du fait des faibles plages de températures. De plus, les contraintes secondaires sont utilisées pour les études de fatigue qui ne sont pas étudiées ici.

2.3 CSA C61400-1 :21

2.3.1 Présentation générale

Cette norme [13] impose les dimensionnements minimums pour la conception des éoliennes au Canada. Elle est basée sur la norme européenne IEC 61400-1. La norme canadienne présente l'avantage de prendre en compte les conditions climatiques plus rudes du Canada (températures plus froides et gelées plus fréquentes).

Le domaine éolien offre l'opportunité de faire l'objet d'études actuelles poussées et ainsi d'utiliser des méthodes à la pointe des avancées dans le domaine de la conception.

2.3.2 Conception

Pour ce qui est du dimensionnement, la norme s'appuie essentiellement sur des études statistiques afin de déterminer les charges appliquées sur les éléments des éoliennes. Les études consistent en une combinaison entre les chargements et les conditions extérieures.

Les cas à étudier sont les suivants au minimum :

- Conditions normales d'utilisation & conditions extérieures normales ou extrêmes.
- Conditions de panne & conditions extérieures appropriées.
- Condition de transport, installation et entretien & conditions extérieures appropriées.

2.3.3 Calcul des contraintes

La méthode utilisée pour calculer la contrainte dans les pièces n'est pas clairement spécifiée ici. Le choix a été fait d'utiliser la méthode la plus courante ; on utilisera donc la formule de Von Mises (Voir 1.1) pour le calcul des contraintes. [14]

2.3.4 Résistance mécanique

Les calculs de dimensionnement sont faits dans le cas d'une étude aux états limites ultimes. La valeur de la résistance utilisée pour les matériaux est donc la résistance mécanique. [14]

2.3.5 Les facteurs de sécurité :

La norme éolienne se repose sur l'utilisation de facteurs de sécurité pour prendre en compte les incertitudes. Le facteur γ_f permet de prendre en compte les incertitudes dans les chargements appliqués tandis que le facteur γ_M reflète le manque de connaissances sur les propriétés

mécaniques du matériau ainsi que la variabilité dans ces propriétés. Ils sont utilisés dans les formules suivantes :

$$F_d = \gamma_f F_K \quad (2.6)$$

$$R_d = \frac{1}{\gamma_M} R_k \quad (2.7)$$

À ces deux facteurs s'ajoute un troisième coefficient de sécurité dans le but de prendre en compte les conséquences d'une erreur : γ_n . Les valeurs prises par ces trois coefficients sont détaillées plus bas.

2.3.6 Analyse aux états limites

La fonction des états limites est séparée en deux fonctions pour la charge et la résistance qui sont respectivement $S(\cdot)$ et $R(\cdot)$. Les conditions à respecter sont alors :

$$\gamma_n \cdot S(F_d) \leq R_d \quad (2.8)$$

La fonction S pour l'analyse aux états limites est le plus souvent définie comme la plus grande valeur possible de la charge ; on a alors $S(F_d) = F_d$ soit finalement :

$$\gamma_n \gamma_f F_k \leq \frac{1}{\gamma_M} R_k \quad (2.9)$$

La procédure à suivre est alors d'assurer que l'équation 2.9 soit vérifiée pour toutes les éoliennes dans toutes les configurations qui requièrent une analyse aux états limites, idéalement avec la plus petite marge possible.

2.3.7 Les valeurs des coefficients de sécurité

Il y a trois coefficients de sécurité γ_n pour la défaillance, γ_M pour la résistance et γ_f pour la charge. La suite présente comment choisir la valeur à attribuer à chacun de ces coefficients.

Coefficient de sécurité partiel pour la défaillance γ_n

Pour déterminer la valeur de ce coefficient il suffit de répartir les pièces dans l'une des trois catégories suivantes :

- classe 1 : les composants structurels qui peuvent faire défaut sans entraîner une panne dans la majorité du dispositif.
- classe 2 : les composants structurels qui entraînent une panne majeure en cas de défaut.

- classe 3 : les composants mécaniques qui relient les actionneurs et qui nécessiteraient des protections redondantes sur d'autres dispositifs.

Le facteur de défaillance γ_n prend alors les valeurs suivantes :

- classe 1 : $\gamma_n = 0,9$
- classe 2 : $\gamma_n = 1,0$
- classe 3 : $\gamma_n = 1,2$

Les valeurs sont résumées dans le tableau 2.6

Tableau 2.6: Facteur de sécurité partiel pour la défaillance γ_n

Classe de composant		
Classe 1	Classe 2	Classe 3
$\gamma_n = 0,9$	$\gamma_n = 1$	$\gamma_n = 1,2$

Coefficient de sécurité partiel pour la résistance γ_M

Ce coefficient prend habituellement deux valeurs suivant l'étendue des connaissances sur le matériau. Si le matériau est bien connu, on peut prendre $\gamma_M = 1,2$. Sinon, si les données disponibles sur le matériau sont moins fiables, il faut prendre une plus grande marge de sécurité avec $\gamma_M = 1,45$.

Il existe cependant d'autres règles applicables à ce coefficient de sécurité. Pour les matériaux ductiles, le facteur de sécurité à la résistance γ_M ne doit pas être pris en dessous de :

- 1,1 pour les matériaux avec une limite élastique bien définie (90% ou moins de la résistance mécanique).
- 1,1 si la rupture se fait par les boulons mais qu'ils sont suffisamment nombreux pour être équivalent à une rupture ductile.

Pour les matériaux non ductiles et essentiels à la tenue des parties majeures du système, le facteur de sécurité à la résistance γ_M ne doit pas être pris en dessous de :

- 1,3 pour les matériaux avec une limite élastique pas très bien définie (La limite élastique vaut plus de 90% de la limite à la rupture)
- 1,2 dans le cas d'un flambage global de coques incurvées telles que les tours tubulaires et les pales.

Dans cette étude on considérera le cas des matériaux ductiles avec une limite élastique bien définie (La limite élastique $R_e=260\text{MPa}$ et la résistance mécanique $R_m=485\text{Mpa}$ sont suffisamment éloignées). Ce choix permet de balayer une plus grande étendue de possibilités sans

alourdir les comparaisons.

Les valeurs de γ_M qui seront utilisées sont résumées dans le tableau 2.7.

Tableau 2.7: Facteur de sécurité partiel pour la résistance γ_M

Connaissance du matériau		
Ductile et bonne connaissance	Bonne connaissance	Mauvaise connaissance
$\gamma_M = 1,1$	$\gamma_M = 1,2$	$\gamma_M = 1,45$

D'autres valeurs sont possibles mais elles ne sont pas présentées dans ce tableau. Elles relèvent de spécificités qui ne rentrent pas dans le cadre de cette étude.

Coefficient de sécurité partiel à la charge γ_f

Ce coefficient prend 3 valeurs résumées dans le tableau 2.8. Si on considère que la charge est favorable et qu'elle tend à réduire les contraintes dans le matériau, on peut prendre $\gamma_f = 0,9$. Sinon, le chargement est non favorable et il faut distinguer deux cas : la pièce est soumise à des conditions normales d'utilisation, alors $\gamma_f = 1,35$, sinon les conditions sont exceptionnelles et $\gamma_f = 1,1$. La charge est dite favorable si la charge au repos tend à réduire la charge lors des opérations de fonctionnements.

Tableau 2.8: Facteur de sécurité partiel pour la charge γ_f

Chargement non favorable		Chargement favorable
Normal (N)	Exceptionnel (A)	(N) & (A)
$\gamma_f = 1,35$	$\gamma_f = 1,1$	$\gamma_f = 0,9$

Il est noté ici qu'il existe une autre manière de définir la valeur du coefficient de charge γ_f dans le cas d'une situation de chargement normale pour une charge non favorable. Cette autre définition permet de prendre en compte l'importance de la force de gravité par rapport aux autres forces en jeu ainsi que la durée de vie recherchée de l'équipement. Suivant ces paramètres le coefficient γ_f peut varier entre 1,35 et 1,1. Cette formule n'est pas utilisée mais elle est décrite ci-dessous :

Si, pour une conception en situation normale, la charge $F_{gravity}$ due à la gravité peut être calculée et la gravité est une charge défavorable (Premier cas de chargement du tableau 2.8) on a :

$$\gamma_f = 1,1 + \phi \xi^2$$

Avec

$$\phi = \begin{cases} 0,15 & \text{En phase de production en condition normale pour une étude de charge ultime.} \\ 0,25 & \text{sinon.} \end{cases}$$

et

$$\xi = \begin{cases} 1 - \left| \frac{F_{gravity}}{F_k} \right| & \text{si } |F_{gravity}| \leq |F_k| \\ 0 & \text{sinon.} \end{cases}$$

Pour un cas de chargement en phase de production normale avec occurrence d'une défaillance, pour une analyse de charge ultime, si la durée moyenne en année avant la défaillance (MTBF) a été calculée, on utilise la formule suivante :

$$\gamma_f = \begin{cases} 1,35 & MTBF \leq 10 \\ 1,71 - 0,155 \ln(MTBF) & 10 < MTBF \leq 50 \\ 1,10 & MTBF > 50 \end{cases}$$

Pour un arrêt d'urgence en condition normale pour une analyse de charge ultime on utilise $\gamma_f = 1,2$.

Choix des coefficients et choix réalisés

Cette partie résume les choix réalisés pour utiliser la norme CSA C61400-1 :21 dans cette étude sur le matériau ASTM A516 nuance 485.

- $\gamma_M = 1,1$: l'ASTM A516 nuance 485 a fait l'objet d'un grand nombre de tests, ses propriétés mécaniques sont donc bien connues, c'est également un matériau ductile avec une limite élastique bien définie.
- $\gamma_n = 1,2$: la pièce étudiée ne doit pas défaillir.
- Seul le facteur de sécurité pour la charge varie : $\gamma_f = 1,35$ si la pièce est soumise à des conditions normales d'utilisation. $\gamma_f = 1,1$ si la pièce est soumise à des conditions exceptionnelles d'utilisation. Seules les situations où la charge est défavorable sont considérées ici.
- Le calcul des contraintes se fait par la méthode de Von Mises.
- Le facteur de sécurité γ_f prend trois valeurs possibles.

2.3.8 La procédure pour la norme CSA C61400-1 :21

Ainsi pour réaliser l'étude des contraintes dans le flasque supérieur selon la norme CSA C61400-1 :21 les étapes suivantes doivent être réalisées :

- Création de la pièce conformément aux plans du flasque.
- Calcul des contraintes dans la pièce à partir de la formule de Von Mises (Voir équation 1.1).
- Détermination du trio de facteur de sécurité qui s'applique au cas de chargement.
- Vérification de l'inégalité 2.9 sur la pièce.

CHAPITRE 3 MÉTHODOLOGIE

La méthodologie utilisée dans cette maîtrise est présentée ici. Cette méthodologie a pour but de réaliser l'objectif suivant :

Déterminer l'applicabilité du code RCC-M et de la norme CSA C61400-1 :21 aux calculs de durée de vie d'un flasque supérieur

Les Objectifs Spécifiques sont ensuite présentés avec la méthodologie adoptée pour chacun d'entre eux.

- OS1 : Réaliser et valider un modèle numérique du flasque supérieur.

La méthodologie a alors été de modéliser un flasque supérieur d'abord sur SolidWorks Simulation puis sur le logiciel Ansys Workbench à partir de la documentation ISO de Voith Hydro. La modélisation des efforts en fonction des différents cas de chargement étant présente dans les documents de Voith Hydro, l'étude s'appuie sur ces derniers pour recréer les cas de chargement. Enfin, après avoir obtenu un maillage suffisamment fin, la démarche a consisté à comparer les résultats de simulation de la maîtrise avec ceux de Voith Hydro pour mettre en avant les points communs et les différences.

- OS2 : Valider une analyse de contrainte conforme à la démarche actuellement en vigueur selon la norme actuelle.

À partir du modèle numérique validé, reprendre les étapes du BPVC VIII.2 dans le calcul des contraintes et mettre en avant les différentes marges de sécurité en fonction des cas de chargement et des contraintes présentes.

- OS3 : Effectuer une analyse de contrainte conforme au code et à la norme qui servent à cette étude.

Pour la norme éolienne, CSA C61400-1 :21, les contraintes sont les mêmes que pour la norme BPVC VIII.2. Ainsi il faut adapter les marges de sécurité en fonction des coefficients de sécurité de la norme.

Pour le code nucléaire, RCC-M, les contraintes ne sont pas calculées de la même manière. Il faut donc non seulement adapter les marges de sécurité en suivant les étapes de ce code comme précédemment, mais aussi adapter la manière de calculer les contraintes sur les logiciels de simulation. En particulier, il faudra ensuite évaluer l'impact de cette autre manière de calculer la contrainte sur la valeur de cette dernière.

- OS4 : Analyser la sensibilité aux paramètres et aux choix réalisés.

Retracer l'intégralité des choix réalisés et les justifier. Pour les paramètres variables, mettre en avant les choix réalisés ainsi que l'influence de l'utilisation de différentes valeurs de ces paramètres.

Enfin, une analyse comparative des résultats suivant les normes et le code utilisés a été réalisée. Après avoir mis en avant tous les choix réalisés et leurs influences, la comparaison de la norme BPVC VIII.2 avec, d'une part, la norme CSA C61400-1 :21 et, d'autre part, le code RCC-M, permet de mettre en lumière les différentes marges de sécurité en fonction des différents cas de chargement et des zones considérées dans le flasque supérieur.

CHAPITRE 4 VALIDATION DU MODÈLE NUMÉRIQUE

4.1 Introduction

Le modèle numérique a pour but d'établir rapidement les différences dans le calcul des contraintes entre les différentes normes. En effet, alors que la norme BPVC VIII.2 utilise le critère de Von Mises pour le calcul de la contrainte, le code RCC-M passe par le critère de Tresca. Des calculs numériques permettront donc de les comparer.

Au contraire, du fait de la grande similitude dans le calcul de la contrainte entre les normes BPVC VIII.2 et CSA C61400-1 :21 il n'y aura pas besoin de la simulation numérique pour comparer ces deux normes.

Cette section a pour objectif de présenter et valider le modèle numérique. Pour valider la simulation numérique il est proposé de s'appuyer sur le rapport [9] que Voith Hydro a généreusement mis à disposition pour cette étude. La première partie du travail de simulation a donc consisté à reproduire le modèle 3D du flasque supérieur à partir des plans. L'étape d'après a été de réaliser des études de contrainte en reproduisant les cas de chargement décrit dans le rapport de l'industriel. Pour des raisons de confidentialité, les résultats de ce rapport ne sont pas disponibles ici.

Le rapport de Voith Hydro sur lequel cette maîtrise se repose est un rapport complet de contraintes et déformations sur un flasque supérieur. Ce rapport présente les contraintes appliquées sur le flasque supérieur en fonction des différents cas de chargement. En particulier, les forces appliquées, qui sont des pressions, des efforts ou des moments, sont fixes. Les valeurs de ces forces sont tirées des précédentes études de Voith Hydro. En particulier, les pressions dues au fluide sont traitées à partir de l'outil de calcul de Voith Hydro, il en ressort une valeur numérique de pression à appliquer sur les surfaces pour prendre en compte les efforts du fluide sur les parois. De plus, les simulations ayant déjà été validées par l'industriel, elles sont conformes à la réalité. De fait, aucune analyse de convergence n'a été effectuée dans cette étude.

La simulation en interne a été réalisée sur deux logiciels différents : SolidWorks Simulation dans un premier temps puis Ansys Workbench. C'est ce dernier logiciel qui a été utilisé par Voith Hydro pour réaliser son étude du flasque supérieur.

Commencer l'étude sur le logiciel SolidWorks Simulation a permis d'avancer rapidement dans un premier temps puisque ce logiciel m'était familier. Ansys Workbench a ensuite permis plus de possibilités pour le maillage ainsi que pour la définition de certains efforts (Voir dans la

suite).

Les résultats obtenus avec les deux logiciels sont significativement proches. Ils sont disponibles en annexe D (Résultats sur SolidWorks Simulation) et en annexe E (Résultats sur Ansys Workbench). Par la suite, il a été décidé de continuer l'étude avec le logiciel Ansys Workbench pour les raisons citées plus bas (Voir 4.7.3).

4.2 Le modèle

Pour ce qui est du modèle utilisé, la forme générale a été tirée des documents mis à disposition par Voith Hydro. Le travail a ainsi consisté à extraire une forme 3D à partir des schémas ISO.

Ensuite, le rapport de Voith sur les contraintes dans le flasque supérieur retrace de manière détaillée les contraintes à appliquer en fonction des 6 cas de chargement étudiés dans l'étude (voir 4.1). C'est ce document qui a permis de réaliser l'étude de contrainte.

4.3 Le matériau

Le matériau utilisé est l'ASTM A516, nuance 485 (Voir propriétés au tableau 2.1). C'est un matériau très utilisé dans l'industrie, aux propriétés mécaniques longuement étudiées. Il est ductile et sera étudié lors des simulations comme un matériau linéaire, élastique et isotropique.

4.4 Les cas de chargement

Les cas de chargement analysés lors des simulations sont ceux du tableau 4.1. En particulier le délestage désigne le fait de découpler la turbine au réseau de manière contrôlée.

Tableau 4.1: Les cas de chargement

LC1	Turbine à l'arrêt	Condition Normale
LC2	Opération normale	Condition Normale
LC3	Délestage	Condition Normale
LC4	Blocage accidentel d'un servomoteur & délestage	Condition Extrême
LC5	Perte de film d'huile au palier turbine & délestage	Condition Extrême
LC6	Manutention	Condition Extrême

4.5 Maillage

4.5.1 Définition

Le maillage désigne la discréétisation spatiale des pièces numériques dans le but de les étudier ensuite. En effet, pour réguler le temps de calcul, les milieux continus sont discréétisés en un nombre fini de points reliés entre eux. Ces points sont appelés sommets ou noeuds tandis que les liens entre les sommets permettent de définir un ensemble d'éléments, aussi appelés cellules ou mailles.

Ainsi le maillage désigne une discréétisation d'un milieu continu en un ensemble de sommets. À chaque sommet une position dans l'espace est assignée ainsi que les points voisins qui l'influencent directement. Dans notre cas, les propriétés du matériau sont contenues dans chaque sommet et les efforts se transmettent d'un sommet à ses voisins.

La figure 4.1 fait voir une pièce maillée de forme parallélépipédique dont les mailles sont des tétraèdres. En particulier, la face normale à l'axe **X** a été raffinée : les sommets sont plus rapprochés ce qui permet des résultats plus précis mais rallonge le temps de calcul. On peut aussi dire que la maille est plus fine sur la face normale à l'axe **X**.

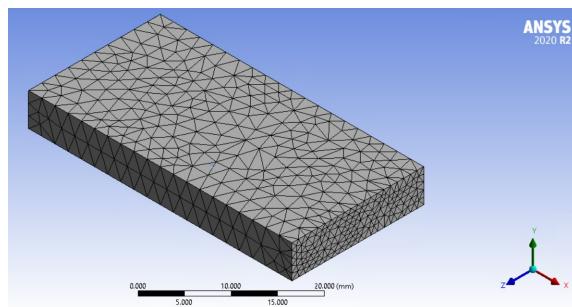


Figure 4.1: Présentation d'une pièce maillée

On voit un maillage tétraédrique sur les trois faces de cette pièce. En particulier, la face normale à l'axe X est raffinée.

4.5.2 Maillage dans les simulations

SolidWorks Simulation

Un maillage solide est utilisé. Il est basé sur la courbure et utilise des points jacobiens pour un maillage de haute qualité. La maille est tétraédrique.

Ansys Workbench

Un maillage solide et également utilisé. La maille est constituée d'éléments tétraédriques SOLID187 comme c'est le cas dans l'étude de Voith Hydro.

4.5.3 Critère pour la finesse du maillage

Sur les deux logiciels, ce critère est celui utilisé par Voith Hydro : il consiste à comparer dans les zones d'intérêt les contraintes moyennées aux noeuds et les contraintes non-moyennées aux éléments. Le maillage est alors raffiné de sorte à assurer moins de 10% d'écart entre ces deux calculs de contraintes. On peut voir ces écarts dans le tableau 4.2.

Tableau 4.2: Calcul de l'erreur due au maillage

LCi	Contraintes moyennées (MPa)	Contraintes non-moyennées (MPa)	écart (%)
LC1	174	161	7,4
LC2	84	79	5,6
LC3	103	96	7,4
LC4	159	144	9,1
LC5	106	102	4,3
LC6	88	85	3,3

L'écart entre la contrainte moyennée aux noeuds et la contrainte non-moyennée aux éléments donne une idée de la finesse du maillage. Le critère utilisé est de limiter cet écart à 10% maximum. On regarde ici la contrainte maximale dans la pièce.

4.6 Choix réalisés et différences entre les deux modèles

Avant de présenter les résultats, cette partie met en avant les choix réalisés au cours des différentes simulations et explique leurs impacts.

4.6.1 Ajout de congé dans les zones de fortes contraintes

Il a été fait le choix d'ajouter un congé de 1mm dans certaines zones de fortes discontinuités car ces dernières faisaient apparaître des contraintes infinies dues à la résolution numérique. Ces congés qui ne figurent pas sur les schémas ISO sont cependant mentionnés dans les schémas par la note *Briser les coins vifs après découpage et usinage*.

Cet ajout de congé n'est cependant pas mentionné dans le rapport de Voith Hydro mais sans cet ajout, la discontinuité dans le modèle numérique ne permet pas de continuer l'étude. L'ajout de congé ne pose cependant pas de problèmes pour réaliser une comparaison entre les normes puisqu'elles utiliseront le même modèle.

Un dernier point à relever est que la décision d'avoir une profondeur de congé de 1mm est arbitraire. Cette décision affecte la contrainte maximale dans le modèle. En effet, l'augmentation de la profondeur du congé réduit la contrainte maximale du modèle puisqu'elle diminue les angles vifs dans le modèle (Voir tableau 4.3). Cette décision empêche pour la suite de travailler avec la contrainte maximale dans le modèle.

Tableau 4.3: Contrainte maximale en MPa en fonction de la profondeur des congés pour chaque cas de chargement

LCi	Congé 1mm	Congé 2mm
LC1	174 MPa	119 MPa
LC2	84 MPa	77 MPa
LC3	103 MPa	70 MPa
LC4	159 MPa	107 MPa
LC5	108 MPa	68 MPa
LC6	88 MPa	83 MPa

4.6.2 Gestion de la symétrie de révolution

SolidWorks Simulation

La symétrie de révolution du flasque supérieur ainsi que des efforts appliqués dessus a permis sur ce logiciel de réaliser une étude sur $\frac{1}{9}^{\text{ème}}$ de la pièce. Ainsi le reste de la pièce n'apparaît pas dans les figures de l'annexe D mais il est pris en compte par symétrie de révolution. Cette symétrie n'est possible que pour des cas de chargement qui présentent des symétries de révolution. Ainsi, seuls les trois premiers chargements LC1, LC2 et LC3 permettent de réaliser une étude avec une symétrie de révolution. Ces chargements sont détaillés dans le tableau 4.1.

Anssys Workbench

Au vu de la rapidité des simulations sur ce logiciel il n'a pas été nécessaire de réaliser les études à partir d'une symétrie cylindrique. Ainsi les figures de l'annexe E laissent à chaque fois apparaître la pièce dans sa globalité.

4.6.3 Contact Cylindre/Cylindre

Pour modéliser les contacts entre deux cylindres coaxiaux des méthodes différentes ont été utilisées en fonction du logiciel de simulation.

SolidWorks Simulation

La surface de contact est divisée en 4 parties égales et seulement une de ces parties est utilisée pour l'application de l'effort sous forme d'un vecteur unidirectionnel. Un exemple est présenté sur la figure 4.2.

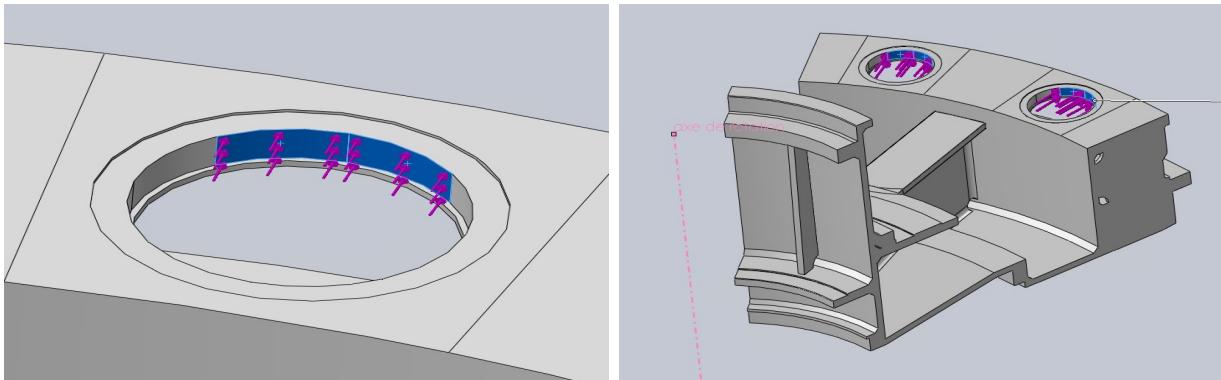


Figure 4.2: Contact cylindre/cylindre sur SolidWorks Simulation

On représente sur la figure de gauche la force d'application d'une directrice sur le palier supérieur. Le cylindre est coupé en 8 pour simplifier le modèle avec les autres simulations. La figure de droite montre deux zones de contact entre une directrice et le palier supérieur ce qui permet de mettre en évidence que la direction de la force passe par l'axe de révolution de la pièce.

Anssys Workbench

Les contacts cylindre/cylindre sont pris en charge par Ansys Workbench. Le logiciel applique une pression sur la moitié de la surface cylindrique. La norme de la pression est parabolique,

elle est nulle aux extrémités et maximale au centre de la demi-face comme illustré sur la figure 4.3.

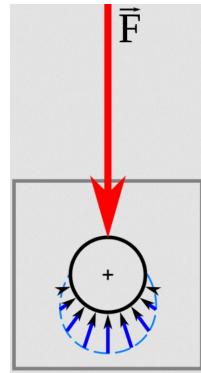


Figure 4.3: Contact cylindre/cylindre sur Ansys Workbench

4.7 Résultats

Les résultats de simulation pour le travail réalisé sur SolidWorks Simulation et Ansys Workbench sont respectivement présents en annexe D et E. La figure 4.4 montre un échantillon de ces annexes et présente le cas de chargement LC1 en fonction du logiciel utilisé.

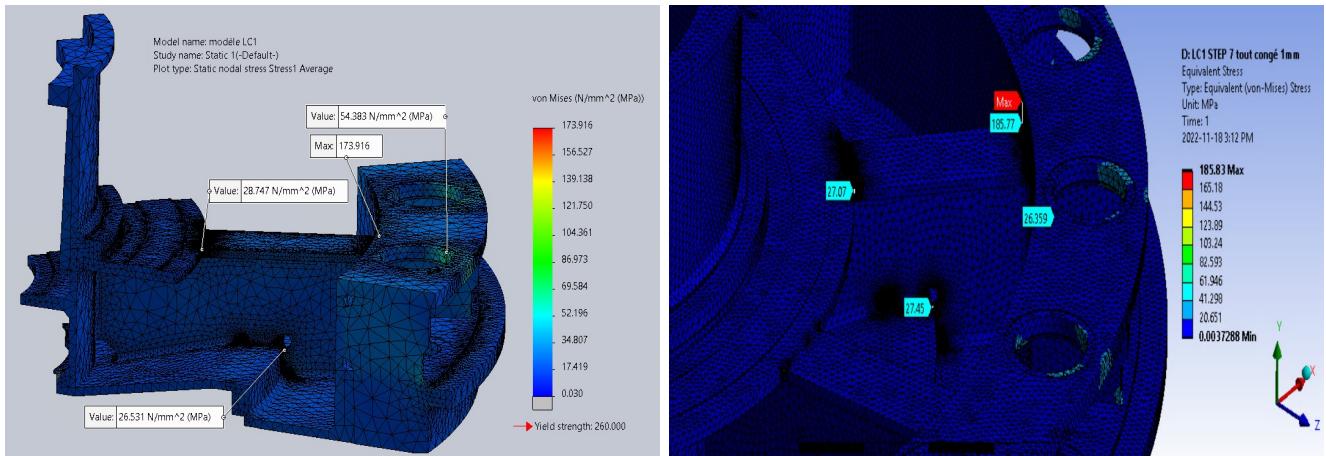


Figure 4.4: Cas de chargement LC1, réalisé sur SolidWorks Simulation à gauche et sur Ansys Workbench à droite

4.7.1 Résolution numérique

SolidWorks Simulation

La résolution numérique dans SolidWorks Simulation 2021 est réalisée par le biais d'une sélection automatique du solver. Cette sélection choisit la méthode de résolution la plus adaptée selon deux modèles : *Intel Direct Sparse* et *FFEPlus Iterative*.

Ansys Workbench

Dans Ansys Workbench, la résolution numérique est aussi contrôlée par un programme qui choisit directement entre une résolution directe ou itérative.

4.7.2 Critère pour analyser les résultats de simulation

Du fait des congés ajoutés sur la pièce pour empêcher d'avoir des contraintes infinies dans les zones de forte discontinuité (Voir 4.6.1), il est impossible de comparer les deux simulations à partir des contraintes maximales. Ainsi, c'est l'analyse des gradients de contraintes qui est utilisée pour comparer les résultats entre le rapport de Voith Hydro et les simulations faites dans le cadre de cette maîtrise.

En particulier, comparer les gradients de contraintes revient à comparer les gradients de couleurs sur les simulations. Il s'agit ainsi de les comparer afin de s'assurer qu'ils sont similaires suivant les cas de chargement. Ce critère, permet de juger assez rapidement si le flasque subit le même type de contrainte entre une simulation et une autre.

4.7.3 Comparaison des deux logiciels

Bien qu'il y ait quelques différences entre les deux logiciels comme cité plus haut, il n'y a pas de grandes variations dans les résultats obtenus avec un logiciel ou l'autre. Les gradients de contraintes sont en effet similaires : il est possible de comparer les annexes D et E qui présentent les résultats de simulation sur SolidWorks Simulation et sur Ansys Workbench.

Pour la suite, le choix a été fait de continuer l'étude uniquement avec les résultats obtenus sur le logiciel Ansys Workbench puisque c'est ce logiciel qui est utilisé par Voith Hydro pour la réalisation de son étude, qu'il permet de rendre compte des contacts cylindre/cylindre directement avec une fonction et qu'il possède une plus grande maniabilité dans la gestion du maillage.

4.7.4 Validation du modèle

Les résultats de simulation de Voith Hydro et ceux sur Ansys Workbench (Annexe E) possèdent des gradients de contraintes relativement similaires. Ces similarités permettent de conclure que les simulations réalisées dans le cadre de cette maîtrise rendent compte des contraintes globales dans la pièce loin des discontinuités. Elles permettent en particulier de comparer, en fonction du code ou de la norme utilisés, les différences relatives entre les valeurs des contraintes ainsi que les marges relatives avec les contraintes maximales admissibles.

Ainsi, les simulations réalisées sur Ansys Workbench dans le cadre de cette étude vont être utilisées dans la suite pour comparer les différentes méthodes de calcul de contraintes entre elles.

CHAPITRE 5 RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

Tous les outils et toutes les connaissances ont maintenant été présentés pour comparer les normes entre elles. Pour cela, les deux normes étudiées vont être comparées séparément avec la norme actuelle.

5.1 Comparaison BPVC VIII.2 et CSA C61400-1 :21

Comme la norme actuelle et la norme éolienne se basent sur le calcul des contraintes à partir de la formule de Von Mises il est possible de confronter les deux méthodes rapidement en comparant les marges de sécurité de chacune des normes.

Dans le cas du BPVC VIII.2 il faut définir la contrainte permise S_{limite} (Voir tableau 2.2) puis, en fonction de la zone étudiée dans la pièce, et donc du type de contraintes équivalentes présentes, il faut en déduire la limite de contrainte à ne pas dépasser (Voir équation 2.1). Cette méthode utilisée pour la norme BPVC VIII.2 est expliquée en Annexe A, en particulier, le tableau A.1 permet de résumer les deux tableaux précédents.

Pour déterminer la contrainte acceptable avec la norme éolienne, il faut définir un trio de facteurs de sécurité : γ_n le coefficient de sécurité partiel pour la défaillance, γ_M le coefficient de sécurité partiel pour la résistance et enfin γ_f le coefficient de sécurité partiel pour la charge. Dans le but de comparer plus facilement les deux normes, la formule B.3 présentée en Annexe B sera utilisée. Elle permet de regarder uniquement la contrainte maximale admissible selon les deux normes.

La comparaison entre les deux normes n'est toutefois pas immédiate : la norme utilisée dans le domaine hydroélectrique prend en compte à la fois la limite élastique S_y et la limite ultime à la rupture S_{ut} tandis que la norme éolienne ne travaille qu'avec S_{ut} . Ainsi, pour les comparer plus facilement, un cas d'étude est mis en place dans la suite.

5.1.1 Cas d'étude

De manière à tirer des conclusions claires et permettre une utilisation plus intuitive des tableaux A.1 et B.2 en annexe A et B, il est proposé de suivre quatre cas d'étude avec comme

matériau l'ASTM A516 nuance 485 (Voir 2.1).

On considère une plaque du matériau assez épaisse soumise à des contraintes. D'un côté, l'étude s'intéressera soit au **centre de la pièce** (Seule la contrainte équivalente P_m est présente) soit à un point de discontinuité au **bout de la plaque** (On considère les contraintes équivalentes $P_l + P_b + Q$). D'un autre côté, la plaque sera soumise soit à des **conditions normales d'utilisation** ou à des **conditions exceptionnelles d'utilisation**. Ces quatre cas d'étude sont résumés dans le tableau 5.1 ainsi que leurs appellations. Ainsi, le cas d'étude E-C désigne le fait que la plaque soit soumise à des conditions exceptionnelles d'utilisation et que l'on regarde la contrainte permise au centre de la plaque.

Dans le cas du matériau étudié, l'ASTM A516 (Les propriétés sont dans le tableau 2.1), le cas d'étude se restreint, pour la norme éolienne, aux valeurs de coefficients choisies dans la sous-section 2.3.7. Ainsi $\gamma_M = 1,1$, $\gamma_n = 1,2$ et γ_f vaut soit 1,1 soit 1,35 suivant que les conditions d'utilisation soient normales (cas d'étude N-C et N-D) ou exceptionnelles (cas d'étude E-C et E-D). Les contraintes maximales suivant ces coefficients sont présentées à la figure F.3.

Les contraintes maximales pour la norme BPVC VIII.2 et pour l'ASTM A516 sont présentées dans le tableau A.1, elles dépendent des conditions d'utilisation et de la zone étudiée.

Les résultats du cas d'étude sont résumés dans le tableau 5.2. Chaque situation est également analysée plus bas pour mettre en évidence les écarts entre les deux normes.

Cas d'étude N-C :

En conditions normales au centre de la plaque, la norme BPVC VIII.2 autorise une contrainte à **130 MPa** tandis que la norme CSA C61400-1 :21 à une limite à **272 MPa**.

Cas d'étude N-D :

En conditions normales et en un point de discontinuité de la plaque, la norme BPVC VIII.2 autorise une contrainte à **260 MPa** tandis que la norme CSA C61400-1 :21 à une limite à **272 MPa**.

Cas d'étude E-C :

En conditions exceptionnelles au centre de la plaque, la norme BPVC VIII.2 autorise une contrainte à **173 MPa** tandis que la norme CSA C61400-1 :21 à une limite à **334 MPa**.

Cas d'étude E-D :

En conditions exceptionnelles et en un point de discontinuité de la plaque, la norme BPVC VIII.2 autorise une contrainte à **390 MPa** tandis que la norme CSA C61400-1 :21 à une limite à **334 MPa**.

Tableau 5.1: Les différents cas d'études

	Centre de la plaque	Discontinuité de la plaque
Conditions Normales	N-C	N-D
Conditions Exceptionnelles	E-C	E-D

Ainsi le cas d'étude N-D signifie que la pièce est soumise à des conditions normales d'utilisation et qu'on s'intéresse à une zone de discontinuité de la pièce, par exemple l'extrémité de la plaque.

Tableau 5.2: Les contraintes maximales en MPa en fonctions des cas d'études

	Norme Hydroélectrique	Norme Éolienne
N-C	130 MPa	272 MPa
N-D	260 MPa	272 MPa
E-C	173 MPa	334 MPa
E-D	390 MPa	334 MPa

5.1.2 Conclusion sur la comparaison BPVC VIII.2 et CSA C61400-1 :21

Ainsi, la norme éolienne autorise des contraintes bien plus importantes loin des discontinuités par rapport au BPVC VIII.2. Cependant, ce dernier reste plus permissif en condition exceptionnelles lorsqu'on regarde les zones qui présentent des discontinuités dans le matériau. Il faut cependant noter que les analyses de fatigues sont réalisées avec les contraintes en conditions normales d'utilisation. Ainsi, il pourrait être pertinent de réaliser une étude de fatigue à partir de la norme CSA C61400-1 :21 puisqu'elle est plus permissive en conditions normales.

5.2 Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M

La norme actuellement utilisée dans le domaine hydroélectrique et le code nucléaire ne travaillent pas tous les deux avec le même critère de plasticité. Le BPVC VIII.2 utilise la contrainte de Von Mises tandis que le code RCC-M utilise le critère de plasticité de Tresca. Pour les comparer facilement il faut donc utiliser la simulation numérique qui a été présentée plus haut.

Le point qui simplifie l'étude est que ces deux normes passent toutes les deux par des catégories de contraintes équivalentes. De plus ces catégories sont très similaires. Le code RCC-M prend en compte la contrainte due à l'expansion thermique ce qui n'est pas le cas de la norme BPVC VIII.2. Cependant, dans l'optique d'utiliser le code RCC-M pour les groupes turbines-alternateurs, cette contrainte supplémentaire est négligée.

5.2.1 Conditions de fonctionnement et situations de fonctionnement

Pour rappel, la norme BPVC VIII.2 classe les conditions de fonctionnement en trois catégories dans notre étude : conditions normales, conditions exceptionnelles et conditions extrêmes. Le code RCC-M considère 6 situations de fonctionnement : les situations de référence, normales, incidentielles, exceptionnelles, hautement improbables et les situations d'essais. Ces dernières sont ensuite rapportées à des niveaux de critères suivant les règles présentées dans le tableau 2.4.

Dans le but de comparer les normes, une équivalence entre les différentes conditions et situations est faite dans le tableau 5.3. Ces équivalences sont basées sur les descriptions des différentes situations.

Maintenant que les équivalences sont présentées entre les deux normes pour chaque cas de chargement il est possible de déterminer les limites imposées par chaque norme en fonction de la contrainte équivalente présente. Dans le cas du matériau ASTM A516, il faut pour cela s'appuyer sur le tableau A.1 la norme BPVC VIII.2 et sur le tableau 2.5 pour le code RCC-M.

Le cas de chargement LC3 est maintenant considéré, dans une zone de la pièce sans discontinuité, uniquement soumise à des contraintes primaires générales membrane P_m . Alors, le tableau A.1 indique que la contrainte maximale admissible est de 130MPa selon la norme BPVC VIII tandis que le code RCC-M autorise jusqu'à 177MPa (voir tableau 2.5). On ne peut cependant pas comparer ces deux valeurs directement puisque les critères de plasticités

pour les deux normes ne sont pas les mêmes.

Tableau 5.3: Correspondance cas de chargement, situation de fonctionnement et niveau de critère

	Cas de chargement	Conditions de fonctionnement	Situations de fonctionnement	Niveau de critère
LC1	Turbine à l'arrêt	Condition Normale	Situation Normale	0 & A
LC2	Opération normale	Condition Normale	Situation Normale	0 & A
LC3	Délestage	Condition Normale	Situation Incidentelle	B
LC4	Blocage accidentel d'un servomoteur & délestage	Condition Extrême	Situation Exceptionnelle	C
LC5	Perte de film d'huile au palier turbine & délestage	Condition Extrême	Situation Exceptionnelle	C
LC6	Manutention	Condition Extrême	Situation Exceptionnelle	C

Bien que le niveau de critère A ne soit pas évalué ici (traite de la fatigue) il est présenté dans ce tableau.

5.2.2 Comparaison des deux normes

Les résultats de simulation utilisés dans cette partie pour comparer les deux normes sont présentés en annexe H. Cette annexe présente les contraintes de Von Mises et de Tresca sur les simulations en différents points pour chaque cas de chargement (De LC1 à LC6). Deux types de points sont considérés, les points dans les discontinuités (Notés D) et les points loin des discontinuités, considérés dans les zones centrales (Noté C).

Les résultats de simulation sont présentés dans les tableaux H.1 à H.6. En particulier, on peut voir que pour les cas où le niveau de critère évalué est 0 (Cas de chargement LC1 et LC2), loin des discontinuités, le code RCC-M qui utilise le critère de plasticité de Tresca est plus permissif alors qu'il est plus contraignant pour les zones qui présentent des discontinuités.

Le cas de chargement LC3 (Tableau H.3) démontre que le code RCC-M est généralement plus permissif lorsque le niveau de critère B est appliqué.

En revanche, pour les cas de chargement LC4 à LC6, la norme BPVC est systématiquement plus permissive. Ainsi, lors des situations exceptionnelles, lorsque le niveau de critère C est utilisé, le code RCC-M ne permet pas une plus grande plage de pièces acceptables.

5.2.3 Conclusion sur la comparaison des normes

Ainsi, le code nucléaire et la norme éolienne semblent ne pas apporter de solution parfaite à notre problématique : Ils autorisent parfois d'avoir des contraintes plus élevées dans la pièce mais s'avèrent plus contraignants dans les conditions extrêmes d'utilisation, en particulier dans les zones proches des discontinuités.

CHAPITRE 6 CONCLUSION

L'objectif affiché de cette maîtrise était de regarder l'applicabilité d'autres normes et codes pour les pièces des groupes turbines-alternateurs soumises à la pression hydraulique amont avec comme espoir de trouver, à terme, une méthode de calcul mieux adaptée que celle actuellement utilisée qui est tirée du BPVC VIII.2.

6.1 Synthèse des travaux

La première étape de cette maîtrise au chapitre 2 a été de se procurer les normes et codes à analyser afin de déterminer comment les utiliser dans le cas spécifique des centrales hydroélectriques. En particulier, il a fallu faire des choix sur les risques permis, les coefficients de sécurité ou encore les différentes catégories de fonctionnement et les niveaux de critère à attribuer à chaque cas de chargement.

Ainsi, pour le code RCC-M, le critère de plasticité est celui de Tresca, le niveau de sûreté a été choisi à 1 (critère le plus contraignant) tandis que la méthode d'analyse élastique a été choisie compte tenu de l'étude. Les spécificités de ce code concernant les températures ont été mises de côté car le code nucléaire s'emploie habituellement avec des températures bien supérieures à celles qui concernent les pièces des groupes turbines-alternateurs.

La norme CSA C61400-1 :21 utilise les contraintes équivalentes de Von Mises comme la norme actuellement utilisée. Elle fait cependant appel à un trio de coefficients de sécurité. Dans le cas de l'étude, il a été fait le choix de prendre le coefficient de défaillance $\gamma_n = 1,2$ du fait de l'importance des pièces étudiées. Le coefficient de sécurité pour la résistance γ_M a été pris à 1,1 du fait de la bonne connaissance de l'ASTM A516 nuance 485 et du caractère ductile de ce matériau. Enfin, en considérant uniquement des situations où la charge est défavorable (La charge due à la pesanteur à vide tend à augmenter la contrainte générale quand la pièce est en charge), le facteur de sécurité pour la charge peut prendre deux valeurs : $\gamma_f = 1,35$ si la pièce est soumise à des conditions normales d'utilisation. $\gamma_f = 1,1$ si la pièce est soumise à des conditions exceptionnelles d'utilisation.

Ensuite la maîtrise s'est concentrée sur l'aspect modélisation du flasque supérieur à partir des plans de Voith Hydro ainsi que sur la réalisation d'une étude de contrainte sur cette pièce toujours à partir des documents de l'industriel Voith Hydro. Cette partie est présentée dans la chapitre 4. Cette étude a d'abord été réalisée sur SolidWorks Simulation puis sur le logiciel Ansys Workbench. Une étude de sensibilité sur la contrainte maximale par rapport

à la profondeur du congé rajouté dans les zones de fortes discontinuités a alors été réalisée (sans ce congé la contrainte est parfois maximale ce qui ne permet pas de poursuivre l'étude). Une comparaison des résultats et surtout des différences entre les modélisations des efforts et des maillages entre les deux logiciels a alors été réalisée. En particulier, le logiciel Ansys Workbench permet un meilleur contrôle du maillage et une modélisation plus précise des efforts pour les contacts cylindre/cylindre. Ainsi, il a été fait le choix de continuer cette étude sur Ansys Workbench.

Une comparaison entre les simulations dans le rapport de Voith Hydro et celles sur Ansys Workbench a alors été réalisée. En particulier, les gradients de contraintes sont globalement les mêmes ce qui conforte dans l'idée que les simulations ont été bien effectuées. Les résultats ne peuvent cependant pas être exactement les mêmes car ils sont fortement sensibles à la finesse du maillage tout comme les contraintes maximales dépendent de la profondeur du congé choisi pour réaliser l'étude sur Ansys Workbench. Cependant, les simulations réalisées dans le cadre de cette étude sont suffisamment corrélées pour permettre des comparaisons entre elles.

Le code RCC-M et la norme CSA C61400-1 :21 ont ensuite été comparés séparément à la norme actuellement utilisée dans la conception des pièces des groupes turbines-alternateurs soumises à la pression hydraulique amont. Ces comparaisons sont présentes au chapitre 5.

Pour la comparaison du BPVC VIII.2 avec la norme CSA C61400-1 :21 utilisée dans le domaine éolien, puisque les contraintes sont les mêmes (Ce sont les contraintes équivalentes de Von Mises), elles ont directement été comparées à leurs limites admissibles respectives selon la norme utilisée et les cas de chargement. Pour cela, un cas d'étude a été mis en place pour permettre de comparer les contraintes admissibles sur une pièce si la contrainte regardée se trouve loin d'une discontinuité ou à une discontinuité et si les conditions de chargement sont normales ou exceptionnelles. La norme BPVC VIII.2 est alors plus permissive dans le cas d'une charge exceptionnelle dans une discontinuité (C'est souvent ce qui pose le plus de problème pour la conception des pièces). En revanche, la norme éolienne affiche des résultats moins contraignants dans les autres cas de chargement. En particulier, elle autorise autour de 2 fois plus de contraintes lorsque des zones loin des discontinuités sont considérées.

Pour ce qui est de la comparaison de la norme BPVC VIII.2 avec le code nucléaire RCC-M, elle a dû passer par l'utilisation de la simulation sur Ansys Workbench dont il a été question au chapitre 4. Bien que les écarts soient relativement faibles entre les deux normes, il semble que le code RCC-M soit un peu plus permissif pour les contraintes en conditions normales en particulier pour les contraintes loin des discontinuités. En revanche, c'est la norme BPVC VIII.2 qui autorise de plus hautes contraintes lorsque les conditions exceptionnelles sont

étudiées.

6.2 Limitations de l'analyse proposée

La principale remise en question de l'analyse concerne les nombreux choix réalisés. Chaque norme et chaque code laissent une grande marge de manœuvre en fonction des spécificités de la pièce étudiée et des conditions d'utilisation ou encore de l'environnement.

Pour l'utilisation du code RCC-M une hypothèse importante est de ne pas prendre en compte la température. Cette hypothèse semble justifiée du fait que les températures en jeu pour le code nucléaire ne sont effectivement pas du même ordre de grandeur que celles qui affectent les pièces des groupes turbines-alternateurs. En revanche, ces températures peuvent être légèrement basses et il pourrait y avoir des conséquences sur les pièces du fait des basses températures.

La norme CSA C61400-1 :21 met en avant un grand choix de coefficients de sécurité. Ces choix ont été justifiés en fonction du matériau utilisé et des marges de sécurité acceptables. Cependant, ces choix pouvant être différents dans le cas d'autres études, des tableaux qui présentent les résultats en fonction des coefficients choisis sont disponibles en annexe B. En particulier, on pourrait autoriser plus de marges sur le coefficient de défaillance γ_n ou, au contraire, durcir les tolérances pour le coefficient de résistance si le cas particulier des matériaux ductiles n'est pas pris en compte.

De plus, il est rappelé que les études liées à la fatigue ou pour déterminer la durée de vie des matériaux n'ont pas été traitées ici. Elles relèvent d'un travail à effectuer dans d'autres études en utilisant potentiellement les normes traitées ici.

6.3 Améliorations futures

Ainsi, comme expliqué plus haut, cette étude se veut la première pierre d'un édifice bien plus vaste. Cette étude appelle à être continuée en explorant d'autres normes ou en réalisant des études de fatigue et de durée de vie à partir de la norme et du code traités ici. Il pourrait ainsi être envisagé de poursuivre le travail de recherche sur des normes touchant aux domaines automobile ou spatial. Pour ce qui est des études de fatigue et de durée de vie, il pourrait être envisagé d'explorer le cas d'application de la norme éolienne. En effet, les études de fatigue travaillent principalement sur les cycles de fonctionnement en conditions normales, et dans ces conditions, la norme CSA C614000-1 :21 autorise des limites de contrainte supérieures à celles de la norme BPVC VIII.2 actuellement utilisée.

RÉFÉRENCES

- [1] “Essai de traction,” dans Wikipédia, 29 nov. 2021. [En ligne]. Disponible : https://fr.wikipedia.org/wiki/Essai_de_traction
- [2] “Courbe de wohler,” dans Wikipédia, 23 fév. 2022. [En ligne]. Disponible : https://es.m.wikipedia.org/wiki/Archivo:Curva_wohler_es.svg
- [3] “Hydroélectricité,” 5 déc. 2022. [En ligne]. Disponible : <https://www.economie.gouv.qc.ca/bibliotheques/le-secteur/hydroelectricite>
- [4] “Production d’électricité hydro quebec,” dans HydroQuebec, 7 fév. 2023. [En ligne]. Disponible : <https://www.hydroquebec.com/production/>
- [5] H. Québec, “Rapport annuel 2021,” 2021.
- [6] Hydro-Québec, “Fermeture de l’aménagement hydroélectrique de Saint-Narcisse,” 2021.
- [7] “Fatigue (matériaux),” dans Wikipédia, 9 fév. 2023. [En ligne]. Disponible : [https://fr.wikipedia.org/wiki/Fatigue_\(matériaux\)](https://fr.wikipedia.org/wiki/Fatigue_(matériaux))
- [8] ASME, “2021 asme boiler & pressure vessel code, viii rules for construction of pressure vessels, division 2 alternative rules,” 2021.
- [9] V. Hydro, “Rapport de calcul flasque supérieur neuf, 2tfv04-0700-00589985,” 2013.
- [10] AFCEN, “Règles de conception et de construction des matériels mécaniques des îlots nucléaires REP,” 2020.
- [11] J.-M. GRANDEMANGE, “Codes et normes de conception et de construction des réacteurs,” 2007. [En ligne]. Disponible : <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/energies-th4/conception-construction-et-exploitation-des-reacteurs-nucleaires-42204210/codes-et-normes-de-conception-et-de-construction-des-reacteurs.bn3220/materiels-mecaniques.bn3220niv10003.html>
- [12] arcelormittal, “H62 - aciers pour appareils à pression et chaudières,” 2019. [En ligne]. Disponible : https://industry.arcelormittal.com/catalogue/H62/FR#grade_2256grainsaustinitques
- [13] CSA, “Wind energy generation systems Part 1 : Design requirements, CSA C61400-1 :21,” 2021.
- [14] ISO, “Iso 2394 :2015(e) general principles on reliability for structures,” march 2015.

ANNEXE A LIMITES DE CONTRAINTE EN UTILISANT LA NORME BPVC VIII.2

Cette annexe est appliquée au cas du matériau ASTM A516 nuance 485 (Voir tableau 2.1).

Pour déterminer la contrainte maximale permise il faut déterminer les conditions de chargement (Normales, exceptionnelles ou extrêmes) et enfin analyser les catégories de contraintes équivalentes qui peuvent être les suivantes :

- P_m : Contrainte primaire générale membrane. Contrainte constante à travers l'épaisseur de la plaque à un point donné. Loin des discontinuités.
- P_b : Contrainte primaire de flexion. Contrainte proportionnelle à la distance du centroïde de la paroi. Loin des discontinuités.
- P_l : Contrainte primaire membrane locale. Contrainte constante à travers l'épaisseur de la plaque à un point donné. Près d'une discontinuité.
- Q : Contrainte secondaire. Causée par des forces ou moments internes créés par des restrictions géométriques. Contrainte auto-limitative. Survient aux discontinuités.

Finalement, un tableau résumant les différents choix possibles ainsi que les résultats obtenus pour le cas du matériau ASTM nuance 485 est présenté plus bas.

Tableau A.1: Contraintes maximales admissibles, norme BPVC VIII.2.

	Minimum de	Contrainte permise S_{limite}	P_m	$P_l - -P_l + P_b$	$P_l + P_b + Q$
Conditions normales	$\frac{1}{2}S_y$ 130	$\frac{1}{3,5}S_{ut}$ 139	130	S_{limite} 130	$1,5S_{limite}$ 195
Conditions exceptionnelles	$\frac{2}{3}S_y$ 173	$\frac{1}{2,4}S_{ut}$ 202	173	S_{limite} 173	$1,5S_{limite}$ 260
Conditions extrêmes	$\frac{3}{4}S_y$ 195		195	S_{limite} 195	$1,5S_{limite}$ 292
					$2S_{limite}$ 346
					$2S_{limite}$ 390

Tous les résultats sont donnés en MPa

Exemple avec l'ASTM A516 qui a une limite élastique S_y à 260 MPa et une limite ultime à la rupture S_{ut} de 485 MPa

ANNEXE B LIMITES DE CONTRAINTE EN UTILISANT LA NORME CSA C61400-1 :21

Cette annexe est appliquée au cas du matériau ASTM A516 nuance 485 (Voir tableau 2.1).

Pour déterminer la contrainte acceptable avec la norme CSA C61400-1 :21 il faut déterminer un trio de facteurs de sécurité : γ_n le coefficient de sécurité partiel pour la défaillance, γ_M le coefficient de sécurité partiel pour la résistance et enfin γ_f le coefficient de sécurité partiel pour la charge. Une fois ces trois coefficients déterminés on peut vérifier si l'inégalité suivante est vérifiée :

$$\gamma_n \gamma_f F_k \leq \frac{1}{\gamma_M} R_k \quad (B.1)$$

Où F_k représente la contrainte dans la pièce calculée par la formule de Von Mises (Voir (1.1)) tandis que R_k est la résistance mécanique du matériau.

Pour permettre une comparaison plus facile avec les autres normes il est décidé ici de présenter l'équation B.1 sous la forme suivante :

$$F_k \leq \frac{1}{\gamma_n \gamma_f \gamma_M} R_k \quad (B.2)$$

Soit

$$F_k \leq \frac{1}{\Gamma} R_k \quad (B.3)$$

Avec

$$\Gamma = \gamma_n \gamma_f \gamma_M \quad (B.4)$$

Comme la résistance mécanique dépend du matériau, une fois Γ fixé on peut en déduire la contrainte maximale à ne pas dépasser dans le matériau pour respecter l'équation B.3. Ainsi les valeurs possibles de Γ en fonction du trio de facteur de sécurité utilisé sont résumées dans le tableau B.1. Une démonstration de l'utilisation de ce tableau est réalisée sur le tableau B.2 pour le matériau

ASTM A516. Pour obtenir la contrainte maximale à ne pas dépasser, on divise la résistance mécanique par Γ , le produit des trois facteurs de sécurité choisis.

Tableau B.1: Valeurs possibles de $\Gamma = \gamma_n \gamma_f \gamma_M$

	gamma f : charge	charge non favorable						charge favorable		
		Conditions normales			Conditions exceptionnelles					
		1,35			1,1			0,9		
gamma M : résistance	gamma n : défaillance	0,9	1	1,2	0,9	1	1,2	0,9	1	1,2
matériaux bien connus & ductiles	1,1	1,3365			1,089			0,891		
			1,485			1,21			0,99	
				1,782			1,452			1,188
matériaux bien connus	1,2	1,458			1,188			0,972		
			1,62			1,32			1,08	
				1,944			1,584			1,296
matériaux peu connus	1,45	1,76175			1,4355			1,1745		
			1,9575			1,595			1,305	
				2,349			1,914			1,566

Tableau B.2: $F_{k_{max}} = \frac{1}{\Gamma} R_k$ réalisé pour l'ASTM A516

	gamma f : charge	charge non favorable						charge favorable		
		Conditions normales		1,35		Conditions exceptionnelles		1,1		
gamma M : résistance	gamma n : défaillance	0,9	1	1,2	0,9	1	1,2	0,9	1	1,2
matériaux bien connus et ductiles	1,1	363			445			544		
			327			401			490	
				272			334			408
matériaux bien connus	1,2	333			408			499		
			299			367			449	
				249			306			374
matériaux peu connus	1,45	275			338			413		
			248			304			372	
				206			253			310

Ainsi

$R_k = 485 \text{ MPa}$. Les résultats dans les cases blanches sont donnés en MPa.

ANNEXE C LIMITES DE CONTRAINTES EN UTILISANT LE CODE RCC-M

Cette annexe est appliquée au cas du matériau ASTM A516 nuance 485 (Voir tableau 2.1). Pour déterminer la contrainte maximale permise il faut déterminer la situation de fonctionnement et le niveau de critère associé et enfin analyser les catégories de contraintes équivalentes qui peuvent être les suivantes :

- P_m : Contrainte primaire générale membrane. Contrainte constante à travers l'épaisseur de la plaque à un point donné. Loin des discontinuités.
- P_b : Contrainte primaire de flexion. Contrainte proportionnelle à la distance du centreïde de la paroi. Loin des discontinuités.
- P_l : Contrainte primaire membrane locale. Contrainte constante à travers l'épaisseur de la plaque à un point donné. Près d'une discontinuité.
- P_e : Contrainte thermique (contrainte secondaire). Contrainte résultant de l'expansion thermique.
- Q : Contrainte secondaire. Causée par des forces ou moments internes créés par des restrictions géométriques. Contrainte auto-limitative. Survient aux discontinuités.
- F : Concentration de contrainte. L'intensification des contraintes affecte un très faible volume et n'a pas d'effet sur le champ de contrainte global. Ces contraintes sont généralement dues à une discontinuité ou à une entaille.

Cette étude n'évalue pas les contraintes dans le cas de la fatigue et ne prend pas en compte les contraintes thermiques. Finalement, seuls les niveaux de critère 0, B et C sont évalués ici et ainsi seuls les contraintes primaires P_m , P_b et P_l sont à prendre en compte. Le tableau C.1 présente les contraintes maximales admissibles en fonction des choix réalisés.

Ces contraintes ne peuvent cependant pas être directement comparées aux deux autres normes car c'est le critère de plasticité de Tresca qui est utilisé ici.

Tableau C.1: Contraintes maximales admissibles, code RCC-M

		Contraintes permises		
Situations de fonctionnement	Niveau de critère	P_m	P_L	$P_b + P_L$
Référence	0	S_m	$S_m * 1,5$	$S_m * 1,5$
		161,67	242,5	242,5
Incidentielles	B	$1,1 * S_m$	$1,1 * S_m * 1,5$	$1,1 * S_m * 1,5$
		177,83	266,75	266,75
Exceptionnelles	C	$1,2 * S_m$	$1,2 * S_m * 1,5$	$1,2 * S_m * 1,5$
		194	291	291

Tous les résultats sont donnés en MPa. Exemple avec l'ASTM A516 qui a une limite élastique S_y à 260 MPa et une limite ultime à la rupture S_{ut} de 485 MPa

ANNEXE D RÉSULTATS DE SIMULATION SOLIDWORKS SIMULATION

Dans un premier temps la simulation a été réalisée avec le logiciel SolidWorks Simulation. Cette annexe présente les résultats de la simulation.

Géométrie

La géométrie du flasque supérieur est tirée de la documentation ISO mise à disposition par Voith Hydro dans le cadre de cette maîtrise.

Matériaux

Le matériau utilisé est l'ASTM A516, nuance 485. Les propriétés mécaniques sont présentes dans le tableau 2.1. C'est un matériau très utilisé dans l'industrie, aux propriétés mécaniques longuement étudiées. Il est ductile et sera étudié lors des simulations comme un matériau linéaire, élastique et isotropique.

Cas de chargement

Une étude complète est composée de 6 cas de chargement nommé de LC1 à LC6. Les cas de chargements sont présentés rapidement dans le tableau D.1.

Tableau D.1: Les cas de chargement

LC1	Turbine à l'arrêt	Condition Normale
LC2	Opération normale	Condition Normale
LC3	Délestage	Condition Normale
LC4	Blocage accidentel d'un servomoteur & délestage	Condition Extrême
LC5	Perte de film d'huile au palier turbine & délestage	Condition Extrême
LC6	Manutention	Condition Extrême

Les informations supplémentaires sur les cas de chargement sont détaillées dans le rapport de Voith Hydro. On y présente notamment les calculs nécessaires pour obtenir la norme des forces ainsi que les points d'application des efforts.

Maillage

Les mailles utilisées sont tétraédriques utilisant une méthode jacobienne en 27 points. À titre indicatif le nombre de noeuds et d'éléments pour chaque cas de chargement sont présentés dans le tableau D.2.

Tableau D.2: Nœuds et éléments par cas de chargement sur SolidWorks Simulation

LCi	Nombre de noeuds	Nombre d'éléments
LC1	922 445	612 553
LC2	923 698	613 450
LC3	923 698	613 450
LC4	1 703 532	1 061 777
LC5	1 703 532	1 061 777
LC6	1 600 442	1 008 394

Résolution numérique

La résolution numérique dans est réalisée par le biais d'une sélection automatique du solver. Cette sélection choisit la méthode de résolution la plus adaptée selon deux modèles : *Intel Direct Sparse* et *FFEPlus Iterative*.

Résultats sur les contraintes

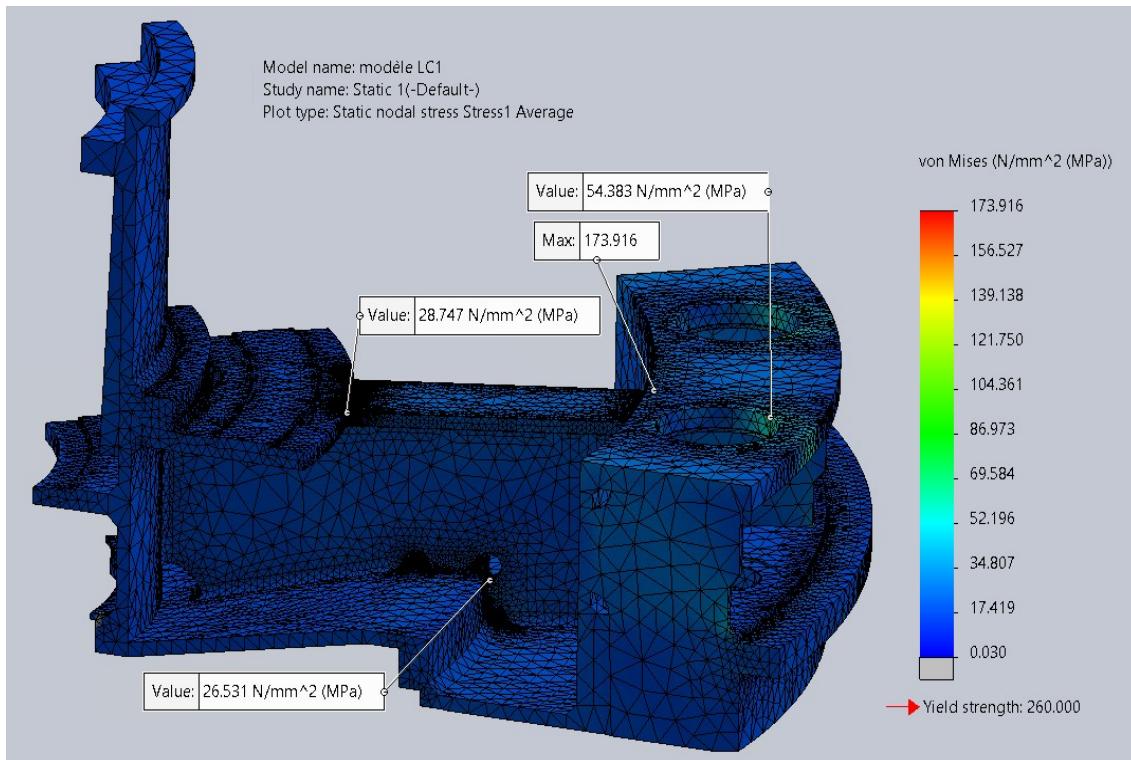


Figure D.1: Cas de chargement LC1, réalisé sur SolidWorks Simulation

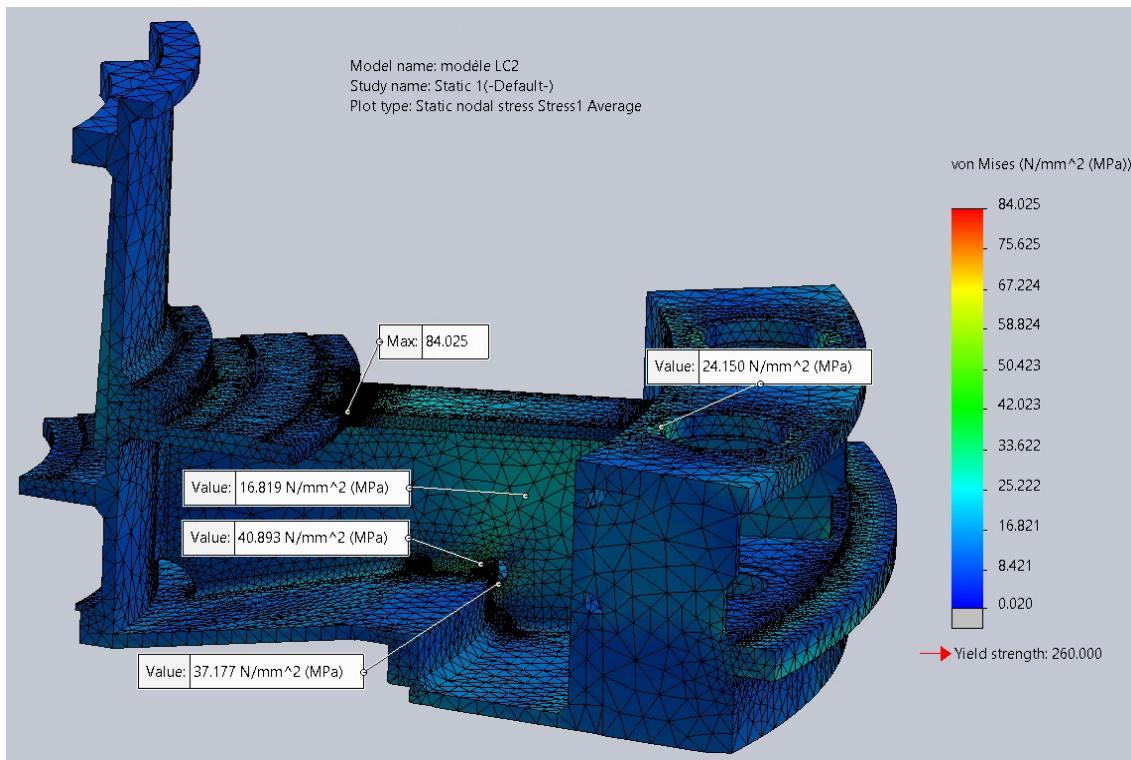


Figure D.2: Cas de chargement LC2, réalisé sur SolidWorks Simulation

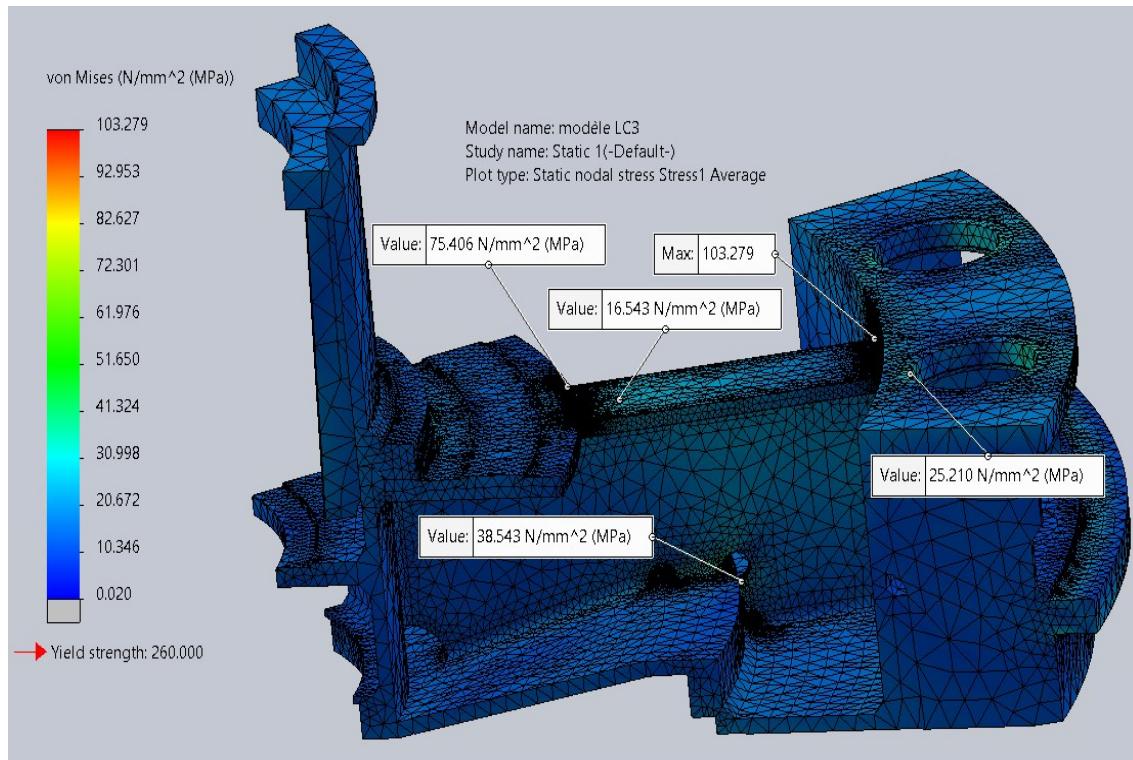


Figure D.3: Cas de chargement LC3, réalisé sur SolidWorks Simulation

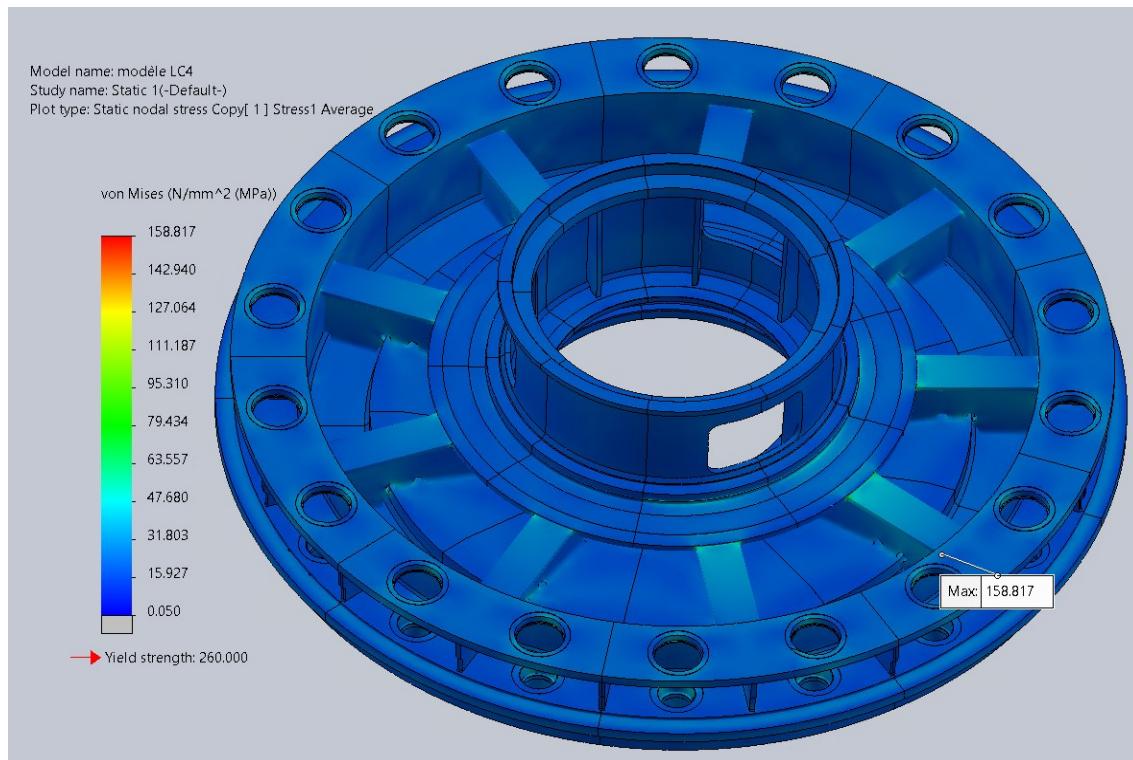


Figure D.4: Cas de chargement LC4, réalisé sur SolidWorks Simulation

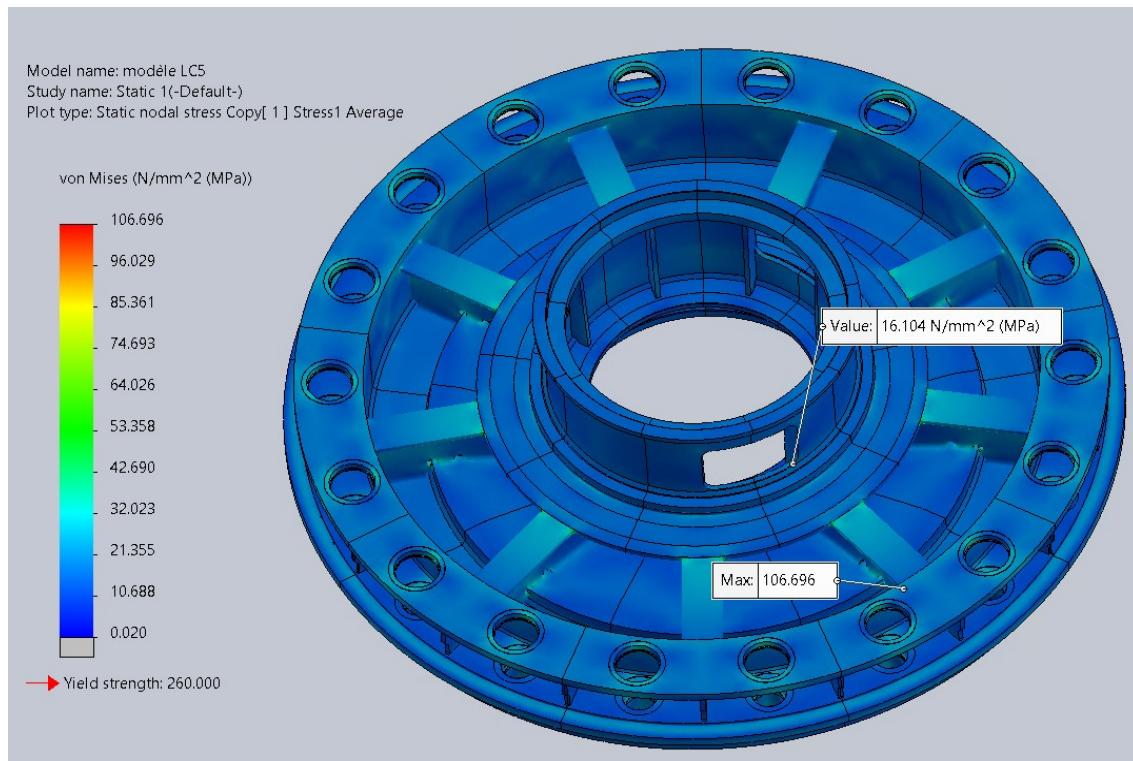


Figure D.5: Cas de chargement LC5, réalisé sur SolidWorks Simulation

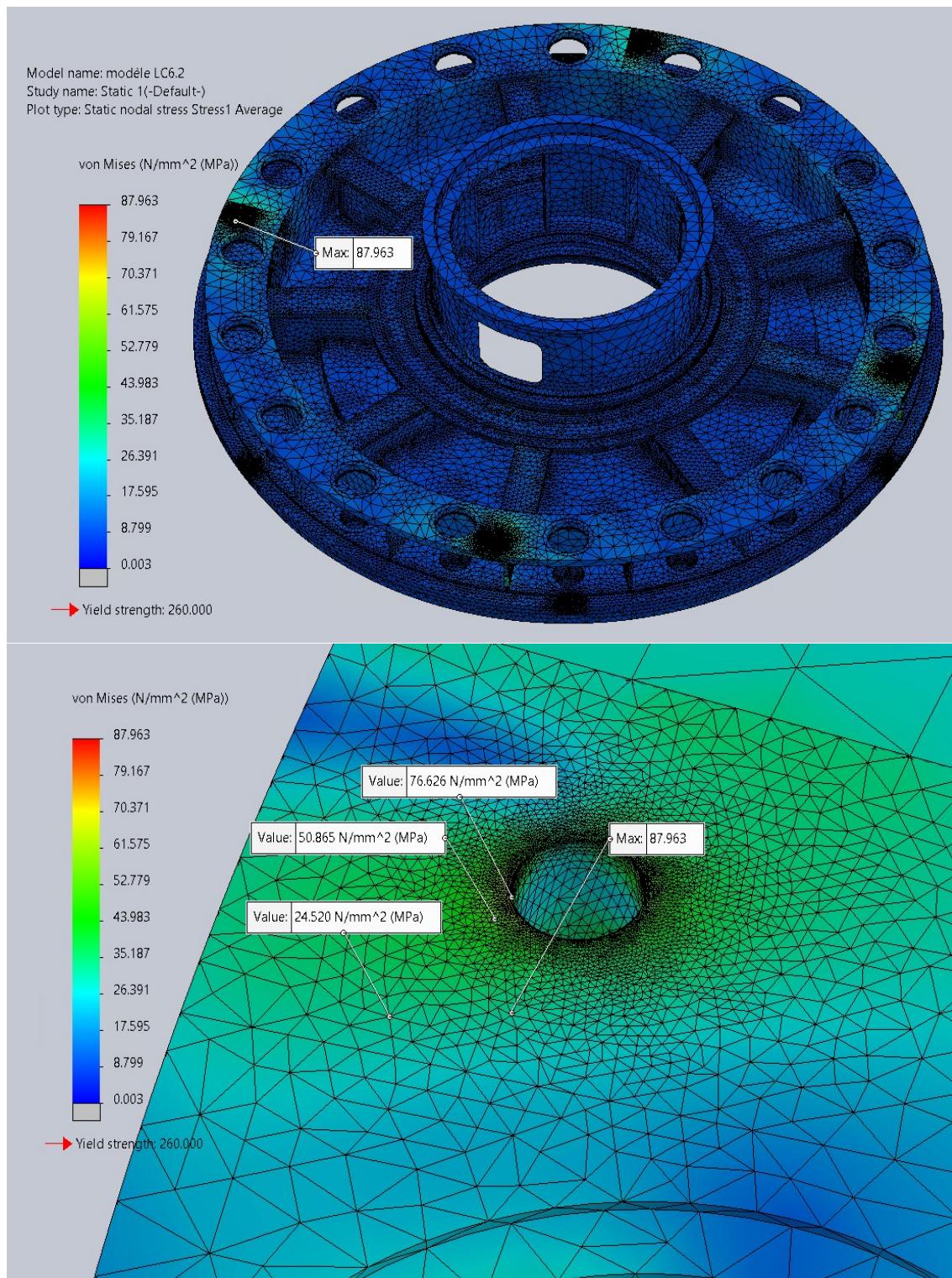


Figure D.6: Cas de chargement LC6, réalisé sur SolidWorks Simulation

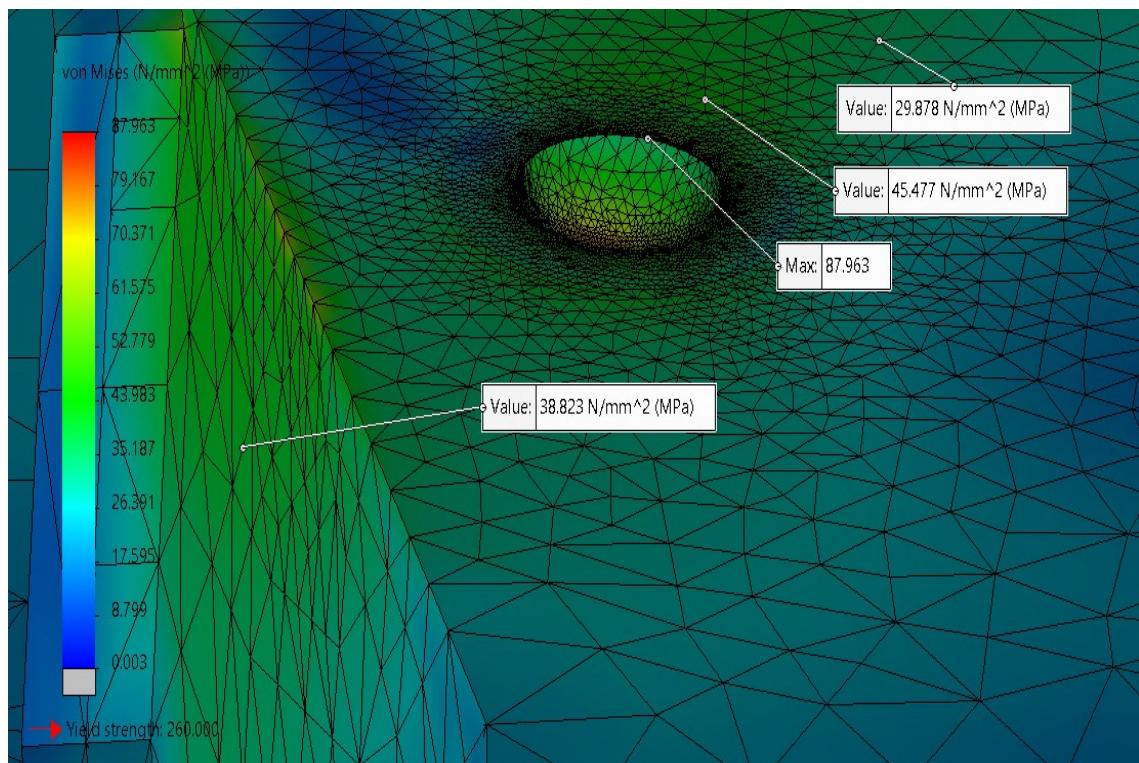


Figure D.7: Cas de chargement LC6, réalisé sur SolidWorks Simulation

ANNEXE E RÉSULTATS DE SIMULATION ANSYS WORKBENCH

La deuxième étude a été réalisée sur le logiciel Ansys Workbench. Les résultats sont présentés ici.

Géométrie

La géométrie du flasque supérieur est tirée de la documentation ISO mise à disposition par Voith Hydro dans le cadre de cette maîtrise.

Matériaux

Le matériau utilisé est l'ASTM A516, nuance 485. Les propriétés mécaniques sont présentes dans le tableau 2.1. C'est un matériau très utilisé dans l'industrie, aux propriétés mécaniques longuement étudiées. Il est ductile et sera étudié lors des simulations comme un matériau linéaire, élastique et isotropique.

Cas de chargement

Une étude complète est composée de 6 cas de chargement nommés LC1 à LC6. Les cas de chargement sont présentés rapidement dans le tableau E.1.

Tableau E.1: Les cas de chargement

LC1	Turbine à l'arrêt	Condition Normale
LC2	Opération normale	Condition Normale
LC3	Délestage	Condition Normale
LC4	Blocage accidentel d'un servomoteur & délestage	Condition Extrême
LC5	Perte de film d'huile au palier turbine & délestage	Condition Extrême
LC6	Manutention	Condition Extrême

Les informations supplémentaires sur les cas de chargement sont détaillées dans le rapport de Voith Hydro. On y présente notamment les calculs nécessaires pour obtenir la norme des forces ainsi que les points d'application des efforts.

Maillage

Les simulations sont constituées d'éléments tétraédriques SOLID187. A titre indicatif le nombre de mailles et le nombre de noeuds pour chaque cas de chargement est présenté dans le tableau E.2.

Tableau E.2: Nœuds et éléments par cas de chargement sur Ansys Workbench

LCi	Nombre de noeuds	Nombre d'éléments
LC1	3 468 024	2 272 044
LC2	3 611 680	2 368 702
LC3	3 468 024	2 272 044
LC4	3 314 129	2 166 807
LC5	3 314 129	2 166 807
LC6	3 160 738	2 051 058

Résolution numérique

La résolution numérique est contrôlée par un programme qui choisit directement entre une résolution directe ou itérative.

Résultats sur les contraintes

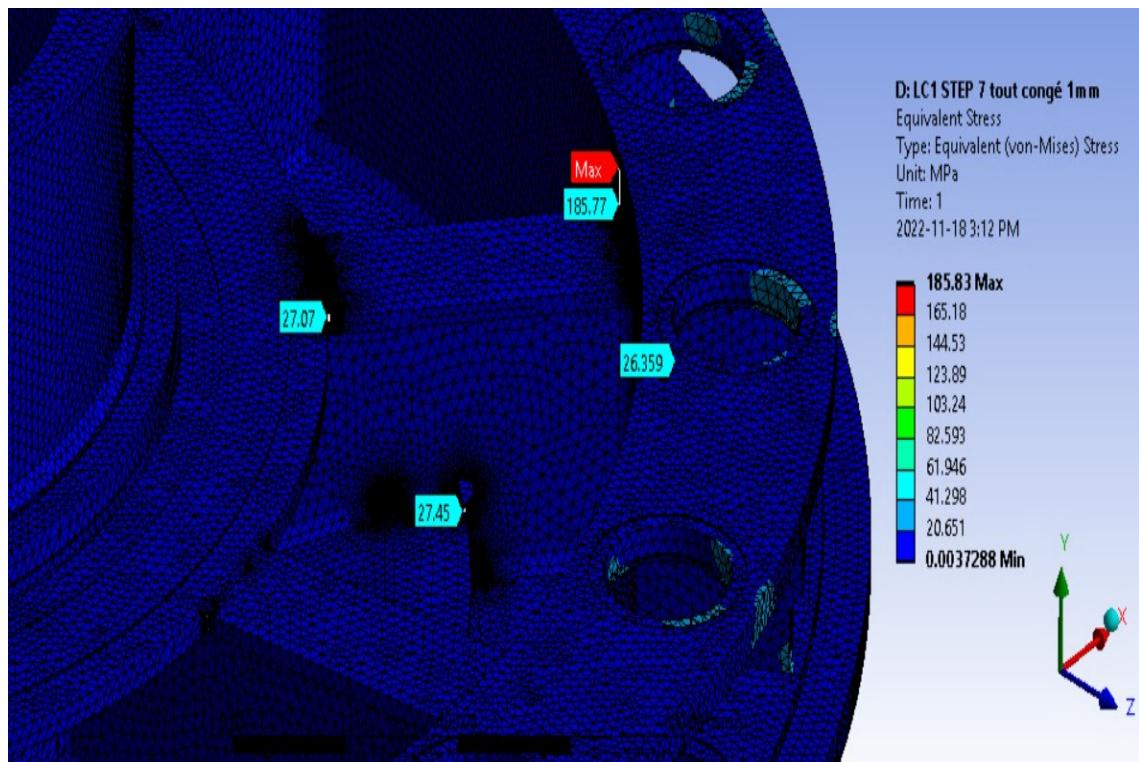


Figure E.1: Cas de chargement LC1, réalisé sur Ansys Workbench

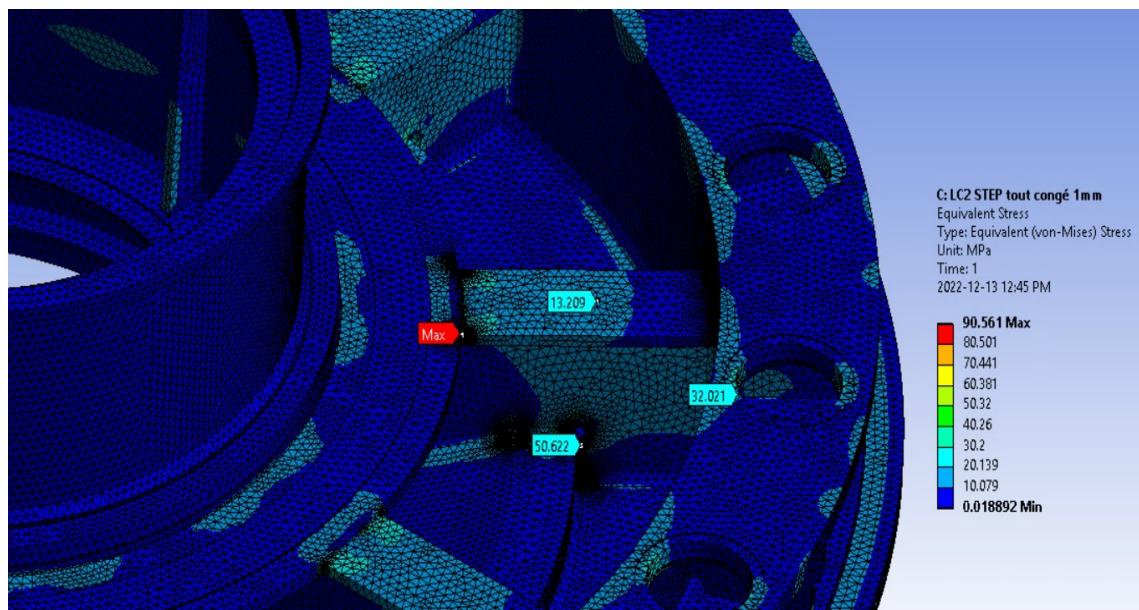


Figure E.2: Cas de chargement LC2, réalisé sur Ansys Workbench

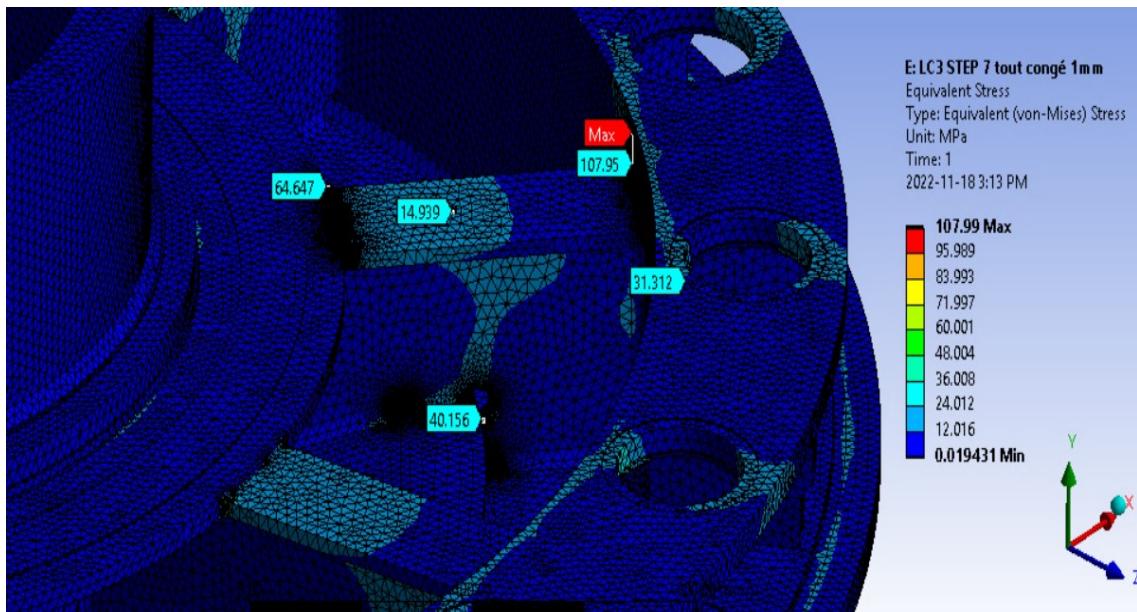


Figure E.3: Cas de chargement LC3, réalisé sur Ansys Workbench

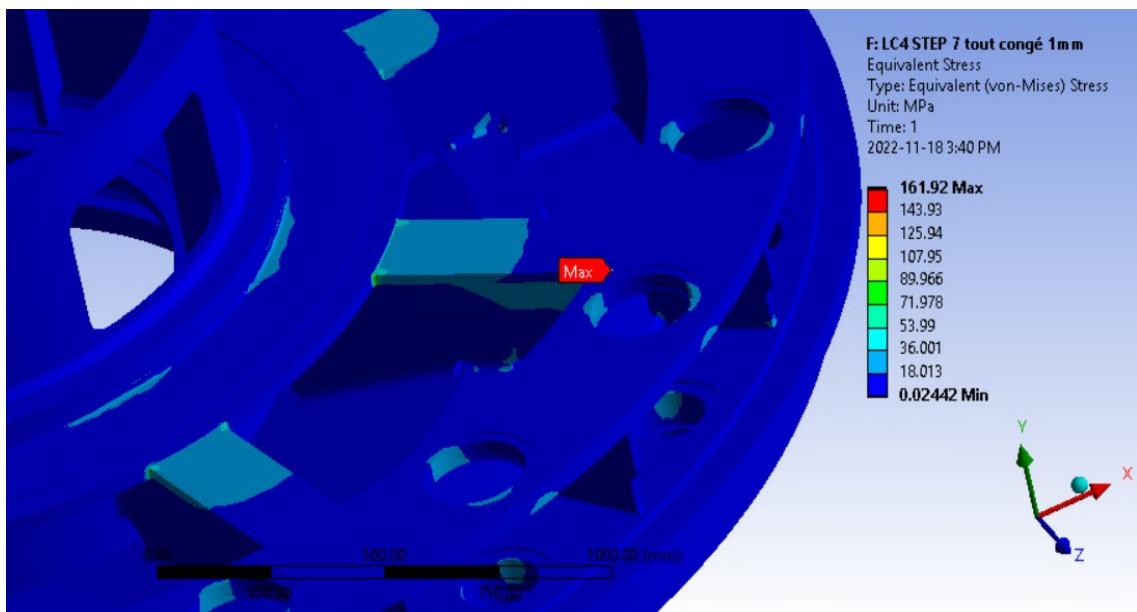


Figure E.4: Cas de chargement LC4, réalisé sur Ansys Workbench

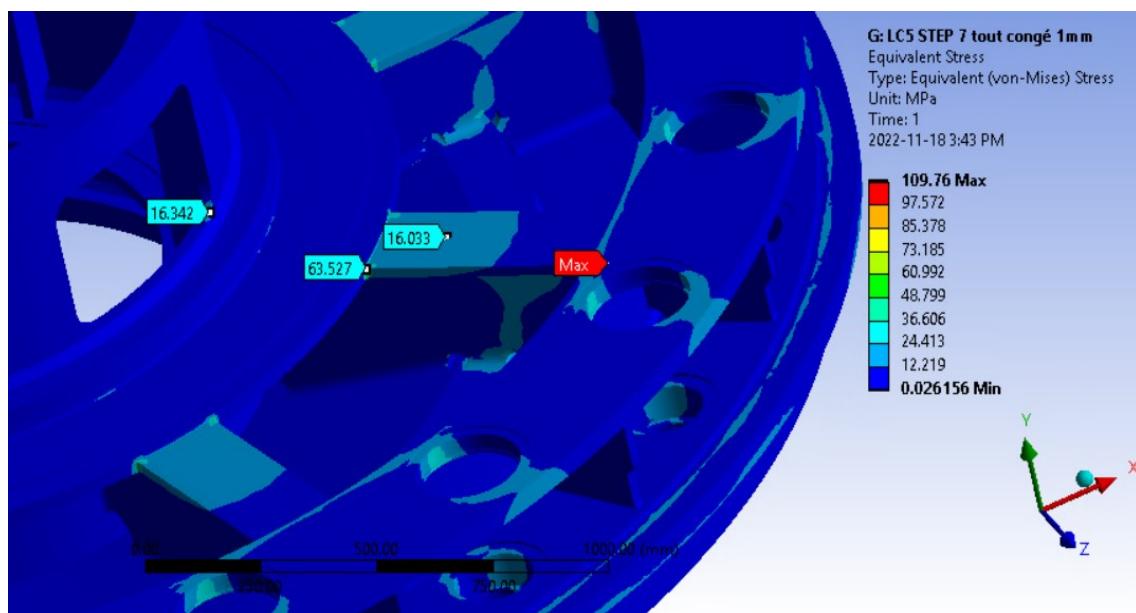


Figure E.5: Cas de chargement LC5, réalisé sur Ansys Workbench

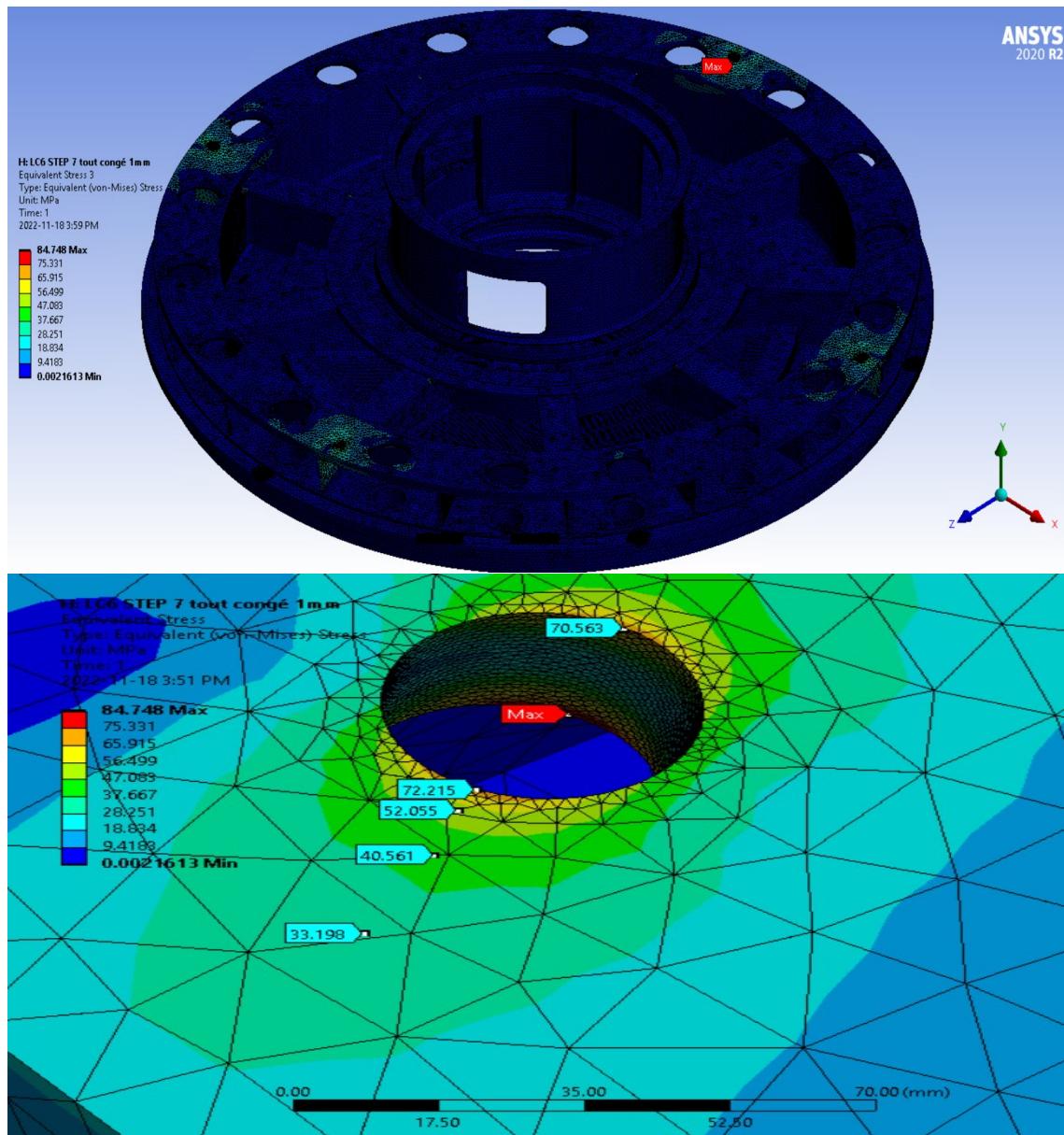


Figure E.6: Cas de chargement LC6, réalisé sur Ansys Workbench

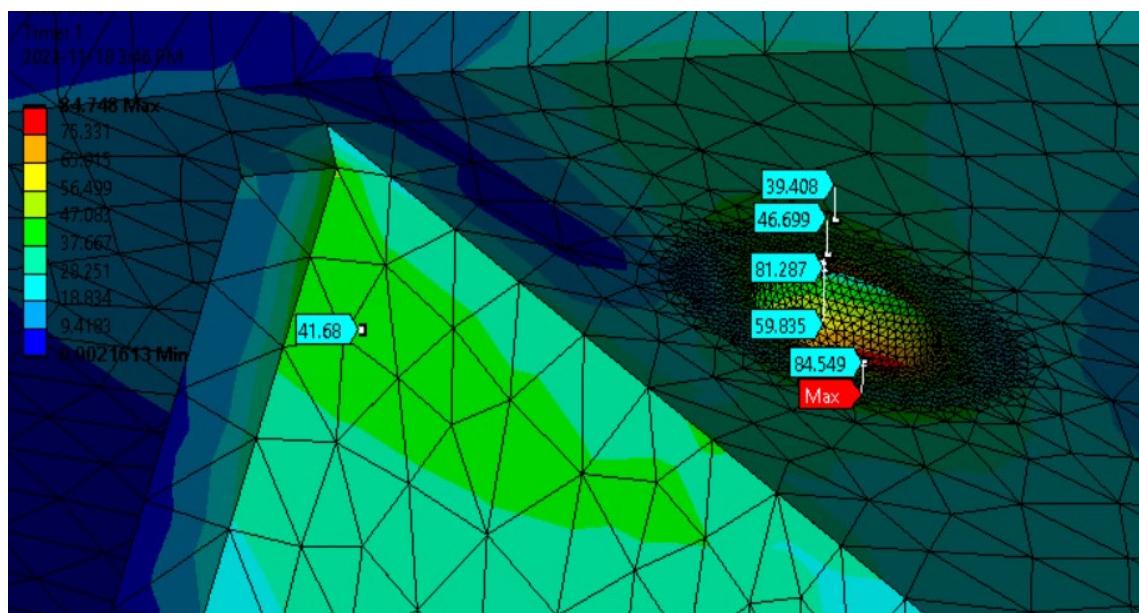


Figure E.7: Cas de chargement LC6, réalisé sur Ansys Workbench

ANNEXE F APPLICATION DES DEUX NORMES ET DU CODE SUR L'ASTM A36

Cette annexe présente les contraintes acceptables pour le matériau ASTM A36 (Voir les propriétés au tableau F.1) suivant la norme BPVC VIII.2 (Tableau F.2), la norme CSA C61400-1 :21 (Tableau F.3) et le code RCC-M (Tableau F.4).

Tableau F.1: Propriétés mécaniques de l'ASTM A36

		Contrainte (MPa)
Limite élastique (S_y)		250
Limite ultime à la rupture (S_{ut})		400

Tableau F.2: Contraintes maximales admissibles (En MPa), norme BPVC VIII.2 pour l'ASTM A36

	Minimum de	Contrainte permise S_{limite}	P_m	$P_l - -P_l + P_b$	$P_l + P_b + Q$
Conditions normales	$\frac{1}{2}S_y$ 125	$\frac{1}{3,5}S_{ut}$ 114	114	S_{limite} 114	$1,5S_{limite}$ 171
Conditions exceptionnelles	$\frac{2}{3}S_y$ 166	$\frac{1}{2,4}S_{ut}$ 166	166	S_{limite} 166	$1,5S_{limite}$ 250
Conditions extrêmes	$\frac{3}{4}S_y$ 187		187	S_{limite} 187	$1,5S_{limite}$ 281
					375

Tableau F.3: $F_{k_{max}} = \frac{1}{\Gamma} R_k$ (En MPa), réalisé pour l'ASTM A36

		charge non favorable						charge favorable		
		Conditions normales			Conditions exceptionnelles					
gamma M : résistance	gamma f : charge	1,35			1,1			0,9		
	gamma n : défaillance	0,9	1	1,2	0,9	1	1,2	0,9	1	1,2
matériaux bien connus	1,2	274	246		336	303		411	370	
				205			252			308
matériaux peu connus	1,45	227	204		278	250		340	306	255
				170			208			

Tableau F.4: Contraintes maximales admissibles (En MPa), code RCC-M pour l'ASTM A36

		Contraintes permises		
Situations de fonctionnement	Niveau de critère	P_m	P_L	$P_b + P_L$
Référence	0	S_{limite}	$S_{limite} * 1,5$	$S_{limite} * 1,5$
		133,3333	200	200
Incidentielles	B	$1,1 * S_{limite}$	$1,1 * S_{limite} * 1,5$	$1,1 * S_{limite} * 1,5$
		146,6667	220	220
Exceptionnelles	C	$1,2 * S_{limite}$	$1,2 * S_{limite} * 1,5$	$1,2 * S_{limite} * 1,5$
		160	240	240

ANNEXE G APPLICATION DES DEUX NORMES ET DU CODE SUR L'ASTM A27

Cette annexe présente les contraintes acceptables pour le matériau ASTM A27 (Voir les propriétés au tableau G.1) suivant la norme BPVC VIII.2 (Tableau G.2), la norme CSA C61400-1 :21 (Tableau G.3) et le code RCC-M (Tableau G.4).

Tableau G.1: Propriétés mécaniques de l'ASTM A27

		Contrainte (MPa)
Limite élastique (S_y)		240
Limite ultime à la rupture (S_{ut})		450

Tableau G.2: Contraintes maximales admissibles (En MPa), norme BPVC VIII.2

	Minimum de		Contrainte permise S_{limite}	P_m	$P_l - -P_l + P_b$	$P_l + P_b + Q$
Conditions normales	$\frac{1}{2}S_y$ 120	$\frac{1}{3,5}S_{ut}$ 139	120	S_{limite} 120	1,5 S_{limite} 180	2 S_{limite} 240
Conditions exceptionnelles	$\frac{2}{3}S_y$ 160	$\frac{1}{2,4}S_{ut}$ 187	160	S_{limite} 160	1,5 S_{limite} 240	2 S_{limite} 320
Conditions extrêmes	$\frac{3}{4}S_y$ 180		180	S_{limite} 180	1,5 S_{limite} 270	2 S_{limite} 360

Tableau G.3: $F_{k_{max}} = \frac{1}{\Gamma} R_k$ (En MPa), réalisé pour l'ASTM A27

		charge non favorable						charge favorable		
		Conditions normales			Conditions exceptionnelles					
gamma M : résistance	gamma f : charge	1,35			1,1			0,9		
	gamma n : défaillance	0,9	1	1,2	0,9	1	1,2	0,9	1	1,2
matériaux bien connus	1,2	308	277		378	340		462	416	
				231			284			347
matériaux peu connus	1,45	255	229		313	282		383	344	287
				191			235			

Tableau G.4: Contraintes maximales admissibles (En MPa), code RCC-M

		Contraintes permises		
Situation de fonctionnement	Niveau de critère	Pm	PL	Pb + PL
Référence	0	S_{limite}	$S_{limite} * 1,5$	$S_{limite} * 1,5$
		150	225	225
Incidentielles	B	$1,1 * S_{limite}$	$1,1 * S_{limite} * 1,5$	$1,1 * S_{limite} * 1,5$
		0	0	0
Exceptionnelles	C	$1,2 * S_{limite}$	$1,2 * S_{limite} * 1,5$	$1,2 * S_{limite} * 1,5$
		180	270	270

ANNEXE H RÉSULTATS DE SIMULATION POUR LA COMPARAISON DES CONTRAINTES DE VON MISES AVEC CELLES DE TRESCA

Cette annexe est un support de la partie 5.2.2. Elle présente les contraintes de Von Mises et de Tresca sur les simulations en différents points pour chaque cas de chargement (de LC1 à LC6). Les points sont présentés dans la figure H.1. Deux types de points sont distingués : les points dans des discontinuités (Notés D1 à D6) et les points loin des discontinuités, considérés au centre de la pièce (Notés C1 à C7). Une première série de points représentée sur la première image de la figure H.1 est utilisée pour les cas de chargement LC1 à LC5. Les autres points sur la deuxième image, en bas, servent à étudier le cas de chargement LC6 puisque ce dernier présente des contraintes élevées en d'autres zones que les autres simulations.

Les résultats de la comparaison sont présentés dans les tableaux H.1 à H.6. Les tableaux présentent pour chaque simulation la contrainte de Von Mises et de Tresca aux points considérés ainsi que l'écart relatif entre ces deux contraintes. Les tableaux montrent ensuite la limite à ne pas dépasser pour le type de contrainte présente et l'écart relatif entre la contrainte calculée et la limite. Pour simplifier la lecture, le critère le moins performant (Avec la marge de sécurité la plus faible) est dans une case rouge tandis que le critère le plus performant est dans une case verte. Ainsi, le critère le plus permisif serait en vert.

En particulier, on peut voir que pour les cas où le niveau de critère évalué est 0 (Cas de chargement LC1 et LC2), loin des discontinuités, le code RCC-M qui utilise le critère de plasticité de Tresca est plus permisif alors qu'il est plus contraignant pour les discontinuités. Le cas de chargement LC3 (Tableau H.3) démontre que le code RCC-M est généralement plus permisif lorsque le niveau de critère B est appliqué.

En revanche, pour les cas de chargement LC4 à LC6, la norme BPVC est systématiquement plus permisive. Ainsi, lors des situations exceptionnelles, lorsque le niveau de critère C est utilisé, le code RCC-M ne permet pas une plus grande plage de pièces acceptables.

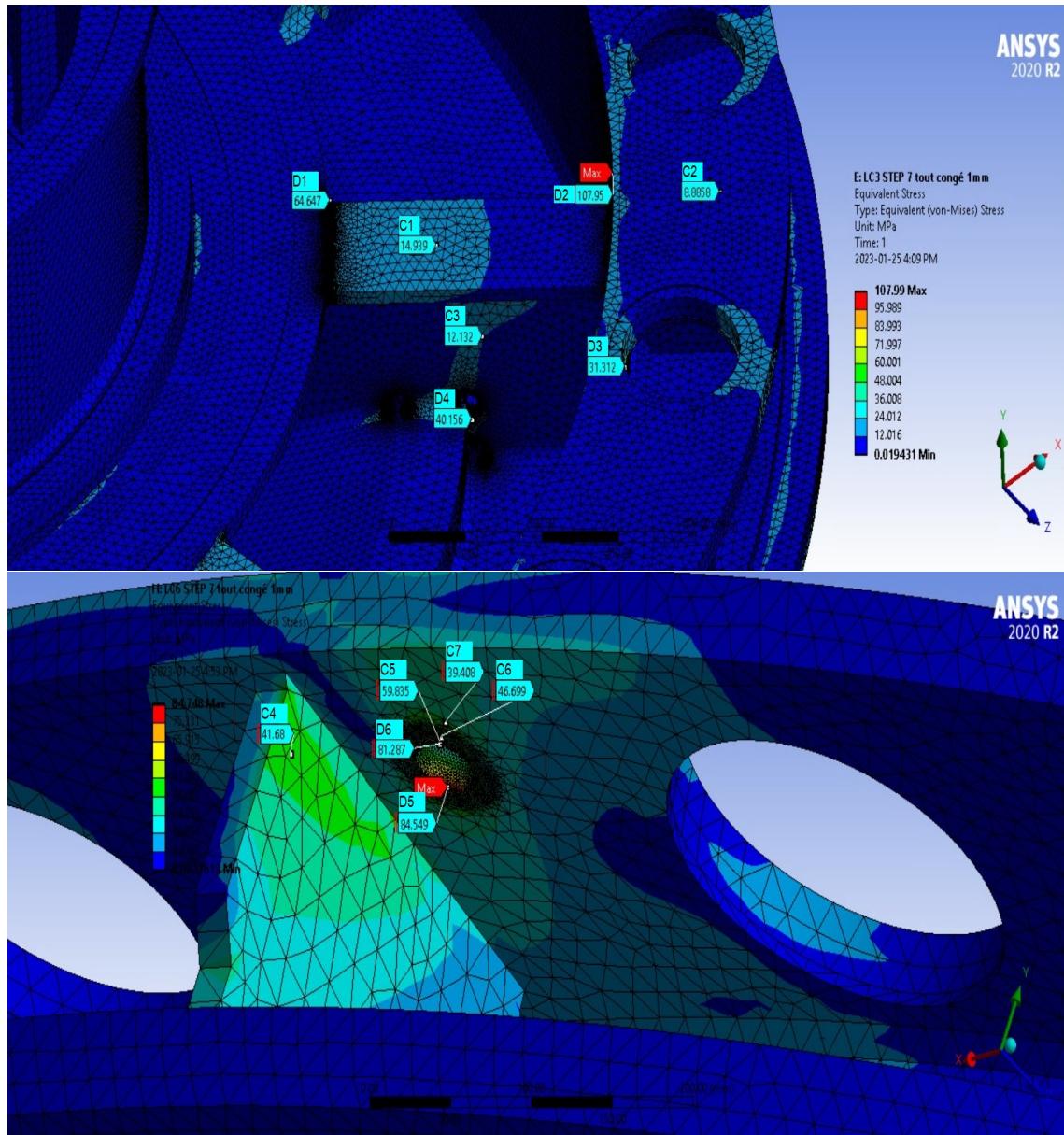


Figure H.1: Les points de comparaisons entre les contraintes de Von Mises et Tresca.

Comparaison sur l'ASTM A516 nuance 485

Tableau H.1: LC1 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A516 nuance 485

LC1							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 1	8,87	8,9	0,3	130	161,7	93,2%	94,5%
Centre 2	11,24	12,74	13,3	130	161,7	91,4%	92,1%
Centre 3	1,35	1,28	5,2	130	161,7	99,0%	99,2%
Discontinuité 1	27,07	27,31	0,9	260	242,5	89,6%	88,7%
Discontinuité 2	185,77	200,02	7,7	260	242,5	28,6%	17,5%
Discontinuité 3	26,36	26,39	0,1	260	242,5	89,9%	89,1%
Discontinuité 4	27,45	29,4	7,1	260	242,5	89,4%	87,9%

Tableau H.2: LC2 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A516 nuance 485

LC2							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 1	14,13	14,22	0,6	130	161,7	89,1%	91,2%
Centre 2	6,19	6,9	11,5	130	161,7	95,2%	95,7%
Centre 3	16,2	18,67	15,2	130	161,7	87,5%	88,5%
Discontinuité 1	90,27	98,33	8,9	260	242,5	65,3%	59,5%
Discontinuité 2	48,85	53,62	9,8	260	242,5	81,2%	77,9%
Discontinuité 3	30,76	30,81	0,2	260	242,5	88,2%	87,3%
Discontinuité 4	50,58	50,69	0,2	260	242,5	80,5%	79,1%

Tableau H.3: LC3 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A516 nuance 485

LC3							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 1	14,94	15	0,4	130	177,8	88,5%	91,6%
Centre 2	9	10,18	13,1	130	177,8	93,1%	94,3%
Centre 3	12,31	14,15	14,9	130	177,8	90,5%	92,0%
Discontinuité 1	64,65	65,4	1,2	260	266,8	75,1%	75,5%
Discontinuité 2	107,95	117,61	8,9	260	266,8	58,5%	55,9%
Discontinuité 3	31,31	31,35	0,1	260	266,8	88,0%	88,2%
Discontinuité 4	40,16	40	0,4	260	266,8	84,6%	85,0%

Tableau H.4: LC4 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A516 nuance 485

LC4							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 1	18,31	18,37	0,3	195	194	90,6%	90,5%
Centre 2	7,29	7,51	3,0	195	194	96,3%	96,1%
Centre 3	17,42	19,61	12,6	195	194	91,1%	89,9%
Discontinuité 1	95,86	96,21	0,4	390	291	75,4%	66,9%
Discontinuité 2	161,34	175,69	8,9	390	291	58,6%	39,6%
Discontinuité 3	27,41	27,9	1,8	390	291	93,0%	90,4%
Discontinuité 4	14,5	16,19	11,7	390	291	96,3%	94,4%

Tableau H.5: LC5 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A516 nuance 485

LC5							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 1	16,03	16,08	0,3	195	194	91,8%	91,7%
Centre 2	7,93	9	13,5	195	194	95,9%	95,4%
Centre 3	12,89	14,48	12,3	195	194	93,4%	92,5%
Discontinuité 1	63,53	64,11	0,9	390	291	83,7%	78,0%
Discontinuité 2	109,53	120,04	9,6	390	291	71,9%	58,7%
Discontinuité 3	27,08	27,36	1,0	390	291	93,1%	90,6%
Discontinuité 4	21,49	21,67	0,8	390	291	94,5%	92,6%

Tableau H.6: LC6 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A516 nuance 485

LC6							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 4	41,68	43,37	4,1	195	194	78,6%	77,6%
Centre 5	59,84	65,02	8,7	195	194	69,3%	66,5%
Centre 6	46,7	47,87	2,5	195	194	76,1%	75,3%
Centre 7	39,41	41,96	6,5	195	194	79,8%	78,4%
Discontinuité 5	84,55	96,76	14,4	390	291	78,3%	66,7%
Discontinuité 6	81,29	89,73	10,4	390	291	79,2%	69,2%

Comparaison sur l'ASTM A36

Tableau H.7: LC1 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A36

LC1							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 1	8,87	8,9	0,3	114,3	133,3	92,2%	93,3%
Centre 2	11,24	12,74	13,3	114,3	133,3	90,2%	90,4%
Centre 3	1,35	1,28	5,2	114,3	133,3	98,8%	99,0%
Discontinuité 1	27,07	27,31	0,9	228,6	200	88,2%	86,3%
Discontinuité 2	185,77	200,02	7,7	228,6	200	18,7%	0,0%
Discontinuité 3	26,36	26,39	0,1	228,6	200	88,5%	86,8%
Discontinuité 4	27,45	29,4	7,1	228,6	200	88,0%	85,3%

Tableau H.8: LC2 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A36

LC2							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 1	14,13	14,22	0,6	114,3	133,3	87,6%	89,3%
Centre 2	6,19	6,9	11,5	114,3	133,3	94,6%	94,8%
Centre 3	16,2	18,67	15,2	114,3	133,3	85,8%	86,0%
Discontinuité 1	90,27	98,33	8,9	228,6	200	60,5%	50,8%
Discontinuité 2	48,85	53,62	9,8	228,6	200	78,6%	73,2%
Discontinuité 3	30,76	30,81	0,2	228,6	200	86,5%	84,6%
Discontinuité 4	50,58	50,69	0,2	228,6	200	77,9%	74,7%

Tableau H.9: LC3 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A36

LC3							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 1	14,94	15	0,4	114,3	146,7	86,9%	89,8%
Centre 2	9	10,18	13,1	114,3	146,7	92,1%	93,1%
Centre 3	12,31	14,15	14,9	114,3	146,7	89,2%	90,4%
Discontinuité 1	64,65	65,4	1,2	228,6	220	71,7%	70,3%
Discontinuité 2	107,95	117,61	8,9	228,6	220	52,8%	46,5%
Discontinuité 3	31,31	31,35	0,1	228,6	220	86,3%	85,8%
Discontinuité 4	40,16	40	0,4	228,6	220	82,4%	81,8%

Tableau H.10: LC4 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A36

LC4							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 1	18,31	18,37	0,3	187,5	160	90,2%	88,5%
Centre 2	7,29	7,51	3,0	187,5	160	96,1%	95,3%
Centre 3	17,42	19,61	12,6	187,5	160	90,7%	87,7%
Discontinuité 1	95,86	96,21	0,4	375	240	74,4%	59,9%
Discontinuité 2	161,34	175,69	8,9	375	240	57,0%	26,8%
Discontinuité 3	27,41	27,9	1,8	375	240	92,7%	88,4%
Discontinuité 4	14,5	16,19	11,7	375	240	96,1%	93,3%

Tableau H.11: LC5 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A36

LC5							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 1	16,03	16,08	0,3	187,5	160	91,5%	90,0%
Centre 2	7,93	9	13,5	187,5	160	95,8%	94,4%
Centre 3	12,89	14,48	12,3	187,5	160	93,1%	91,0%
Discontinuité 1	63,53	64,11	0,9	375	240	83,1%	73,3%
Discontinuité 2	109,53	120,04	9,6	375	240	70,8%	50,0%
Discontinuité 3	27,08	27,36	1,0	375	240	92,8%	88,6%
Discontinuité 4	21,49	21,67	0,8	375	240	94,3%	91,0%

Tableau H.12: LC6 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A36

LC6							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 4	41,68	43,37	4,1	187,5	160	77,8%	72,9%
Centre 5	59,84	65,02	8,7	187,5	160	68,1%	59,4%
Centre 6	46,7	47,87	2,5	187,5	160	75,1%	70,1%
Centre 7	39,41	41,96	6,5	187,5	160	79,0%	73,8%
Discontinuité 5	84,55	96,76	14,4	375	240	77,5%	59,7%
Discontinuité 6	81,29	89,73	10,4	375	240	78,3%	62,6%

Comparaison sur l'ASTM A27

Tableau H.13: LC1 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A27

LC1							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 1	8,87	8,9	0,3	120	150,0	92,6%	94,1%
Centre 2	11,24	12,74	13,3	120	150,0	90,6%	91,5%
Centre 3	1,35	1,28	5,2	120	150,0	98,9%	99,1%
Discontinuité 1	27,07	27,31	0,9	240	225,0	88,7%	87,9%
Discontinuité 2	185,77	200,02	7,7	240	225,0	22,6%	11,1%
Discontinuité 3	26,36	26,39	0,1	240	225,0	89,0%	88,3%
Discontinuité 4	27,45	29,4	7,1	240	225,0	88,6%	86,9%

Tableau H.14: LC2 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A27

LC2							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 1	14,13	14,22	0,6	120	150,0	88,2%	90,5%
Centre 2	6,19	6,9	11,5	120	150,0	94,8%	95,4%
Centre 3	16,2	18,67	15,2	120	150,0	86,5%	87,6%
Discontinuité 1	90,27	98,33	8,9	240	225,0	62,4%	56,3%
Discontinuité 2	48,85	53,62	9,8	240	225,0	79,6%	76,2%
Discontinuité 3	30,76	30,81	0,2	240	225,0	87,2%	86,3%
Discontinuité 4	50,58	50,69	0,2	240	225,0	78,9%	77,5%

Tableau H.15: LC3 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A27

LC3							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 1	14,94	15	0,4	120	165,0	87,6%	90,9%
Centre 2	9	10,18	13,1	120	165,0	92,5%	93,8%
Centre 3	12,31	14,15	14,9	120	165,0	89,7%	91,4%
Discontinuité 1	64,65	65,4	1,2	240	247,5	73,1%	73,6%
Discontinuité 2	107,95	117,61	8,9	240	247,5	55,0%	52,5%
Discontinuité 3	31,31	31,35	0,1	240	247,5	87,0%	87,3%
Discontinuité 4	40,16	40	0,4	240	247,5	83,3%	83,8%

Tableau H.16: LC4 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A27

LC4							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 1	18,31	18,37	0,3	180	180	89,8%	89,8%
Centre 2	7,29	7,51	3,0	180	180	96,0%	95,8%
Centre 3	17,42	19,61	12,6	180	180	90,3%	89,1%
Discontinuité 1	95,86	96,21	0,4	360	270	73,4%	64,4%
Discontinuité 2	161,34	175,69	8,9	360	270	55,2%	34,9%
Discontinuité 3	27,41	27,9	1,8	360	270	92,4%	89,7%
Discontinuité 4	14,5	16,19	11,7	360	270	96,0%	94,0%

Tableau H.17: LC5 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A27

LC5							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 1	16,03	16,08	0,3	180	180	91,1%	91,1%
Centre 2	7,93	9	13,5	180	180	95,6%	95,0%
Centre 3	12,89	14,48	12,3	180	180	92,8%	92,0%
Discontinuité 1	63,53	64,11	0,9	360	270	82,4%	76,3%
Discontinuité 2	109,53	120,04	9,6	360	270	69,6%	55,5%
Discontinuité 3	27,08	27,36	1,0	360	270	92,5%	89,9%
Discontinuité 4	21,49	21,67	0,8	360	270	94,0%	92,0%

Tableau H.18: LC6 : Comparaison BPVC VIII.2 et RCC-M par simulation pour l'ASTM A27

LC6							
				Limite à ne pas dépasser		Écart relatif à la limite	
	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Écart %	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)	Von Mises (Mpa)	Tresca (Mpa)
Centre 4	41,68	43,37	4,1	180	180	76,8%	75,9%
Centre 5	59,84	65,02	8,7	180	180	66,8%	63,9%
Centre 6	46,7	47,87	2,5	180	180	74,1%	73,4%
Centre 7	39,41	41,96	6,5	180	180	78,1%	76,7%
Discontinuité 5	84,55	96,76	14,4	360	270	76,5%	64,2%
Discontinuité 6	81,29	89,73	10,4	360	270	77,4%	66,8%

ANNEXE I NOTES SUR LE CODE RCC-M

Critère de niveau T : Situation d'essai

Ce critère est utilisé pour les situations d'essais.

Les critères à respecter sont les suivants :

- Contrainte générale de membrane :

$$P_m \leq 0,9S_m$$

& Contrainte de flexion

$$P_L + P_b \leq 1,35S_m$$

- OU

Montrer par analyse ou par des essais que les chargements spécifiés n'excèdent pas 90% d'une approximation par défaut du chargement limite C_L

- Pour l'analyse de fatigue il ne faut pas considérer les 10 premières situations d'essai.

—

Chargement limite

Pour la charge limite il faut considérer un matériau élastique et parfaitement plastique.

La charge limite P_C est définie comme la charge pour laquelle la déformation plastique permanente est égale à la déformation élastique.

Une approximation de cette charge limite est notée C_L . Elle est telle que tout chargement inférieur au égal à C_L possède une distribution de contraintes qui satisfait les lois de l'équilibre et ne dépasse en aucun point le critère de plasticité du matériau. [10]