

Optimisation fiabiliste des packages électroniques BGA avec utilisation du modèle de substitution de krigeage

Om. BENDAOU_{1,2, +}

M. AGOUZOUL₁

A. EL HAMI₂

Ot. BENDAOU₃

1. Université Mohammed V, EMI, ERG2(ME) Rabat-MAROC + omarbendaou@gmail.com

2. INSA de Rouen, LMN FRANCE

3. Faculté des Sciences de Tétouan, Equipe MS2M

Résumé :

Dans cette étude, nous avons utilisé la méthode d'optimisation de la conception basée sur la fiabilité (RBDO), dans le but de minimiser la probabilité de défaillance, sous contrainte du volume des joints de brasure des packages BGA. Pour ce faire, nous avons élaboré deux modèles éléments finis (global et local) en 3D, fondés sur la loi viscoplastique d'Anand et le modèle de Darvaux pour prédire la durée de vie en fatigue des joints de brasure. Aussi, pour remédier aux inconvénients liés au coût de calcul énorme nécessaire pour appliquer les algorithmes de fiabilité et d'optimisation fiabiliste, nous avons utilisé le modèle du krigeage, qui va nous permettre de bâtir un modèle de substitution qui rallie efficacité et précision.

1. Introduction

Dans un boîtier BGA, les joints de brasure réalisent la fonction de support mécanique et permettent également de réaliser une interconnexion électrique. De ce fait, les joints de brasures constituent des éléments importants pour le bon fonctionnement des produits électroniques. Toutefois, les BGAs sont exposés à diverses contraintes d'ordre thermomécaniques, générées par les changements de température, imputables aux cycles de mise sous / hors tension ou aux variations des charges opérationnelles. Cette situation à laquelle s'ajoute les différences dans les coefficients de dilatation thermique exposeront les joints de brasure à des charges qui peuvent entraîner leur fissuration et par conséquent la défaillance de tout le package.

Pour prédire la durée de vie des joints de brasure et améliorer leurs performances, nous avons adopté la méthodologie suivante :

— La première étape de ce travail consiste à développer un modèle éléments finis du packages BGA avec utilisation d'un modèle global et local fondés sur la loi viscoplastique d'Anand et le modèle de Darvaux, en vue de prédire la durée de vie des joints de brasure en fatigue. [1]

— La deuxième étape porte sur une analyse de fiabilité, en vue de calculer la probabilité de défaillance. Or, cette analyse fiabiliste s'est avérée contraignante en termes de temps de calcul, du fait de la complexité du modèle éléments finis. Pour remédier à cette situation, nous avons utilisé le modèle de substitution du krigeage, qui nous a permis de mener une analyse de fiabilité avec exactitude et dans un temps raisonnable, via les méthodes de simulation FORM/SORM, couplées avec le modèle de krigeage. [2,3]

— La troisième et dernière étape vise à décrire la méthodologie d'optimisation de la conception fondée sur la fiabilité, afin de minimiser la probabilité de défaillance sous contrainte du volume des joints de brasure des packages BGA, via la méthode RIA.

2. Modèle de prédiction de la Durée de vie, soumis aux cycles thermiques

La fatigue des joints de brasure est le principal mécanisme de défaillance sous cycle thermique des boîtiers BGA.

Aussi, pour prédire la durée de vie de la couche de brasure dans les modules de puissance et d'autres types de packages électroniques, plusieurs modèles ont été développés à cet effet. Mais, celui proposé par Darvaux [4] constitue l'un des critères de défaillance largement utilisé pour la prédiction de la fatigue thermique à faible cycle.

En effet, ce modèle décrit la relation entre la densité moyenne de travail plastique par cycle ΔW et le nombre de cycles d'initiation de fissure N_0 et la vitesse de propagation de la fissure da/dN

$$N_0 = K_1 \Delta W^{K_2} \quad (1)$$

$$\frac{da}{dN} = K_3 \Delta W^{K_4} \quad (2)$$

K_1	7100 cycles/psi ^{K₂}
K_2	-1.62
K_3	2.76×10^{-7} in./cycle/psi ^{K₄}
K_4	1.05

Tableau 1. Les valeurs des constantes empiriques utilisées dans la prédiction de la durée de vie en fatigue mécanique.

Où K_1 , K_2 , K_3 et K_4 ont les constantes empiriques telles que représentées dans le tableau 1 et a est la longueur de la fissure. Ainsi, la durée de vie N_t^f peut être obtenue comme suit :

$$N_t^f = N_0 + \frac{a}{da/dN} \quad (3)$$

Le paramètre ΔW est défini comme suit :

$$\Delta W = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta W_i \cdot V_n}{\sum_{i=1}^n V_n} \quad (4)$$

Où ΔW_i désigne la densité de travail visco-plastique dans le i^{ème} élément dans FEA, dont le volume est noté V_n .

Pour calculer avec précision ΔW dans l'équation 4, un modèle éléments finis, assorti d'une description précise tenant compte du comportement de déformation dépendant du temps et de la température de la brasure est donc nécessaire. Parmi les différents modèles constitutifs dépendants du temps et de la température pour la brasure dans

les modules de puissance figure le modèle viscoplastique introduit par Anand qui est largement utilisé. [5]
Le modèle Anand se compose de deux équations différentielles couplées qui lient la vitesse de déformation inélastique au taux de résistance à la déformation. L'équation de la vitesse de déformation est :

$$\dot{\epsilon}_p = A \left[\sinh \left(\frac{\xi \sigma}{S} \right) \right]^{\frac{1}{m}} e^{-Q/RT} \quad (5)$$

Où $\dot{\epsilon}_p$ est la vitesse de déformation inélastique, A est une constante, ξ est le multiplicateur de contraintes, σ est la contrainte, S est la résistance à la déformation, R est la constante de gaz, m est la sensibilité de la vitesse de contrainte, Q est l'énergie d'activation, et T est la température absolue. L'équation qui définit le taux de résistance à la déformation est :

$$\dot{S} = \left\{ h_0 (|B|)^{\alpha} \frac{B}{|B|} \right\} \dot{\epsilon}_p \quad (6)$$

Où

$$B = 1 - \frac{S}{S^*} \quad (7)$$

$$S^* = \hat{S} \left[\frac{1}{A} \dot{\epsilon}_p e^{-Q/RT} \right]^n \quad (8)$$

Où S^* est la valeur de saturation de S , \hat{S} est le coefficient de valeur de saturation de résistance à la déformation, et n est la sensibilité de vitesse de contrainte. A partir du développement des équations précédentes, il y a 9 paramètres matériels qui doivent être définis dans le modèle Anand. Le tableau 2 présente ces paramètres pour l'alliage SAC305 utilisés dans ce travail. [6]

Paramètre	Description	Valeur
S_0 (MPa)	Initial value of deformation resistance	45.9
Q/R (K^{-1})	Activation energy/Boltzmann's constant	7460
A (s^{-1})	Preexponential factor	5.87×10^6
ξ	Stress multiplier	2.0
m	Strain rate sensitivity of stress	0.0942
h_0 (MPa)	Hardening/softening constant	9350
\hat{S} (MPa)	Coefficient for saturation value of deformation resistance	58.3
n	Strain rate sensitivity of the saturation value	0.015
α	Strain rate sensitivity of the hardening/softening	1.5

Tableau 2. Paramètres du modèle d'Anand du SAC305

1. Modèle éléments finis

Comme dans toute analyse FEM, celle-ci est entamée par la génération du modèle, suivie par la simulation des cycles thermiques et la transition du modèle global au sous-modèle local, pour se terminer par le calcul de la durée de vie. Pour ce faire, un modèle éléments finis global à 3D du BGA 10×10mm² a été élaboré sous ANSYS ADPL 16 dont les paramètres structuraux et les propriétés matériaux figurent respectivement dans le tableau 3 et la figure 1. Les propriétés matériaux sont décrites dans la référence [7].

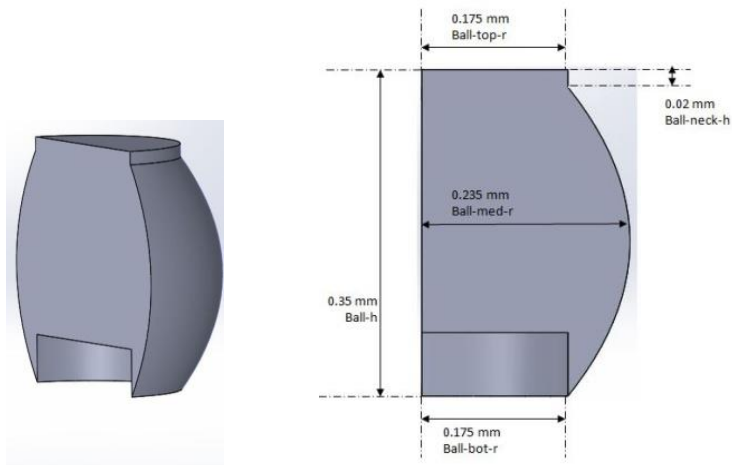


FIGURE 1. Dimensions du joint de brasure

Couche	Taille (mm ²)	Epaisseur (mm)
Substrate.	10 × 10	0.2
Die attach	7 × 7	0.3
Die	7 × 7	0.29
Overmold	10 × 10	0.265
Top & Bot. Cu	10 × 10	2 × 0.018
Top & Bot Solder Mask	10 × 10	2 × 0.02
Opening / Pads	0.225/0.254	0.018

Tableau 3. Dimensions du BGA

Par la suite, on a utilisé un maillage paramétré, afin d'augmenter la robustesse et la précision des résultats. De même, pour réduire le temps de calcul, seulement 1/8 du package est modélisé, en raison de la symétrie. Le BGA étudié se compose de 8 matériaux à savoir : Substrat, Die attach, Die, Over mold, Cu, Solder Mask, FR4 et les joints de brasure. Ces joints de brasure ont été considérés comme un matériau viscoplastique et modélisés par l'élément SOLID185. Quant aux autres matériaux, ceux-ci sont considérés comme étant élastiques et modélisés par l'élément SOLID45. [8]

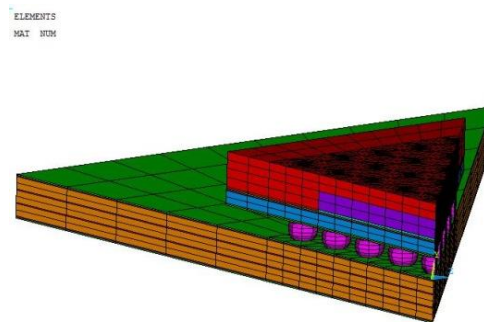


FIGURE 2. Modèle éléments finis global du BGA

Concernant les charges de températures cycliques, celles-ci varient entre -40° C et 125° C avec une montée en régime de 4 minutes, une descente de 6 minutes, un temps d'arrêt de 10 minutes à la température maximale et à la température minimale. La température de référence (sans sollicitation) est de 25° C. Quatre cycles thermiques sont réalisés, afin d'obtenir un cycle d'hystérésis contrainte-déformation stable (figure 3).

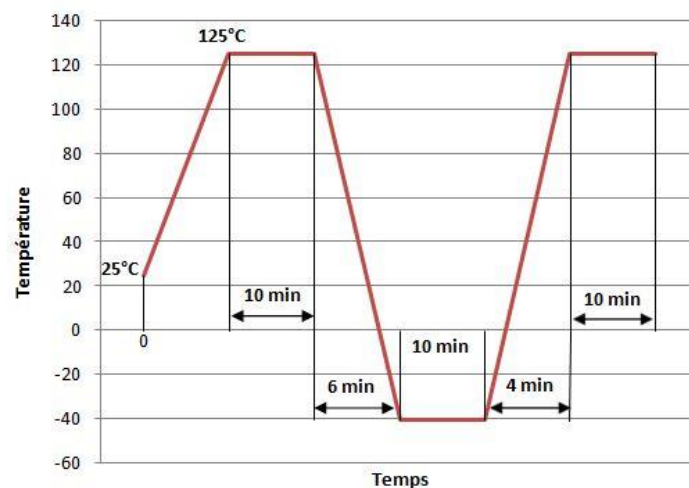


FIGURE 3. Description du cycle thermique

Une fois le calcul du modèle global est terminé, on doit identifier le joint de brasure le plus critique sur la base de la valeur maximale du travail plastique qui constitue un critère d'identification.

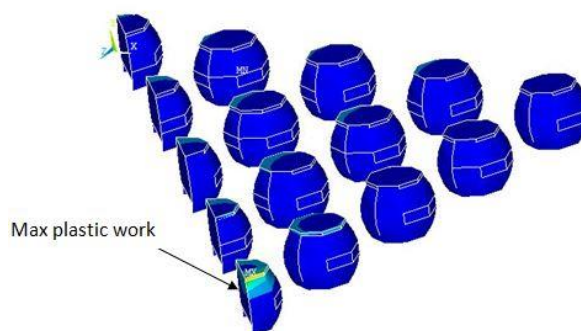


FIGURE 4. Travail plastique à la fin du cycle thermique

Il ressort que le joint de brasure externe sur la diagonale du package est clairement le plus critique (figure 5).

Ensuite, on a créé un sous modèle local qui nous a permis d'avoir des résultats plus précis du joint de brasure le plus critique (figure 5).

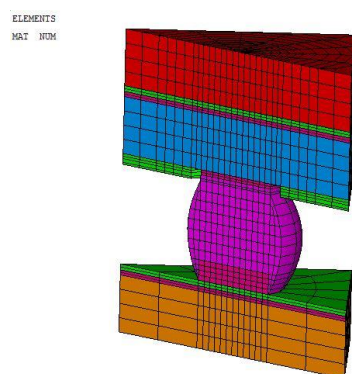


FIGURE 5. Sous modèle local

Les conditions aux limites de ce sous modèle sont déterminées à partir de la solution du modèle global et appliquées au sous modèle par l'utilisation de la méthode d'interpolation. Une fois que le champ de déplacement est interpolé au sous modèle, on a appliqué les cycles thermiques.

Après obtention du résultat du sous-modèle, on a tracé un graphique du joint de brasure à la fin du cycle thermique. Aussi, on a constaté que le côté du package est le plus critique et donc la prédiction de la durée de vie sera effectuée pour ce côté (figure 6).

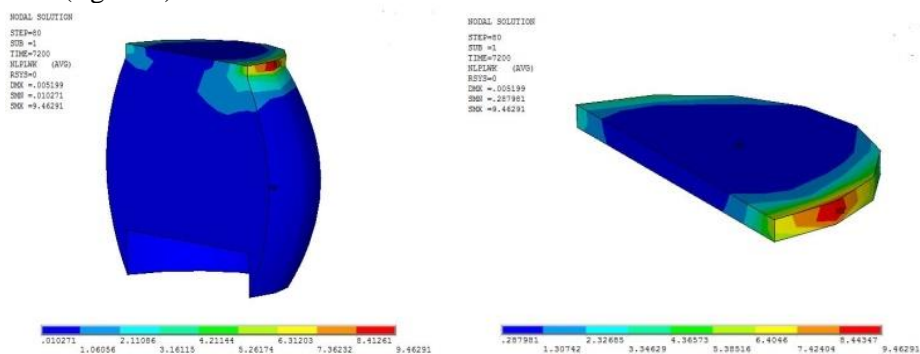


FIGURE 6. Travail plastique dans le sous modèle

Les résultats issus des simulations sont rassemblés dans le Tableau 4. Le nombre de cycles avant l'initiation de la fissure et la durée de vie du boîtier sont calculés à l'aide de la méthodologie de Darveaux décrite précédemment.

Nombre de cycles avant l'initiation de la fissure	111 cycles
Durée de vie	745 cycles

Tableau 4. Résultats de simulation

3. Analyse de fiabilité

En principe, le nombre de cycles avant l'initiation de la fissure soit « 111 cycles » ne doit pas être inférieur à une valeur prédéfinie. Mais, dans la réalité les incertitudes exercent une influence considérable sur la durée de vie des joints de brasure. Et la valeur dégagée du fait de ces incertitudes peut être supérieure au seuil exigé, entraînant par conséquent la défaillance du système.

Une étude de sensibilité doit d'abord être faite pour sélectionner les variables les plus significatives qui affectent les résultats. Les autres variables qui jouent un faible rôle sont supposées déterministes. À la suite de cette étude de sensibilité, une analyse de fiabilité sera effectuée.

L'analyse de sensibilité qui a concerné les propriétés des matériaux du SAC305 a montré que le coefficient de dilatation thermique (CTE) du joint de brasure, le multiplicateur de contrainte k_2 et la valeur initiale de la résistance à la déformation S_0 influent sur le nombre de cycles avant initiation de fissure des joints de brasure.

La défaillance est basée sur le fait que le nombre de cycles avant initiation de fissure ne doit pas être inférieur à $N_0 = 100$ cycles. La fonction de performance peut alors s'écrire de la façon suivante :

$$G(X) = 1 - \frac{N_0}{N_{calc}} \quad (9)$$

Les lois de probabilités et les paramètres des variables aléatoires les plus influençant sont listés dans le tableau 5.

Variable	Description de la variable	Distribution	Moyenne	Ecart type
CTE	thermal expansion coefficient	normal	2.50E-05	0.15E-6
S_0	initial value of deformation resistance	normal	45.9	0.3
ξ	stress multiplier	normal	2	0.02
K2	K2	normal	-1.62	0.045

Table 5. Statistical description of random variables.

Les résultats des calculs pour les points de conception et l'estimation des indices de fiabilité et probabilités de défaillance sont montrés dans le tableau ci-dessous :

Variables	Point de conception(Form)	Point de conception(Sorm)
CTE	0.0000249	0.0000249
S_0	45.9	45.9
ξ	2.005	2.005
K2	-1.659	-1.66
β	0.889	0.861
P_f	18.69%	19.44%
Niveau de fiabilité	81.31%	80.56%

Tableau 6: Résultats de l'analyse de fiabilité

On peut conclure que les résultats obtenus par les deux méthodes Form et Sorm sont avérés conformes. De même, il est précisé que la probabilité de défaillance calculée est de l'ordre de 18.69% et le niveau de fiabilité est de 81.31%.

4. Optimisation de la conception basée sur la fiabilité

Deux cas de figures peuvent faire l'objet d'une optimisation structurelle basée sur la fiabilité soit : Le coût (volume, poids, etc) ou la fiabilité. Concernant le coût (éventuellement le coût initial et le coût anticipé des défaillances), celui-ci est réduit au minimum sous réserve d'une fiabilité minimale ainsi que d'autres exigences de performance (CRP) données. Alors que la fiabilité est maximisée sous réserve d'un coût maximal ainsi que d'autres exigences de performance (RCP) données. Ces deux problèmes peuvent être respectivement formulés comme suit :

[9]

$$\begin{array}{ll} \text{CRP:} & \min \quad C(d, \beta(d)) \\ \text{s.t.} & \text{constraints on design and cost parameters} \\ & \text{constraints for reliability simple bounds} \end{array}$$

Et

$$\begin{array}{ll} \text{RCP:} & \min P_f(d) \\ & \text{s.t. constraints on design and cost parameters} \\ & \text{constraints for reliability simple bounds} \end{array}$$

Dans cet article, l'objectif visé consiste à minimiser la probabilité de défaillance ou à maximiser la fiabilité des joints de brasure sous les contraintes structurelles du volume. Dans ce problème, nous avons 8 variables d'optimisation : 4 variables aléatoires X_r et 4 variables de conception X_d (ball-h, ball-neck, ball-med-r et ball-top-bot-r). En utilisant le modèle classique, le problème d'optimisation peut être écrit en deux sous-problèmes décrit

1. problème d'optimisation soumis à la contrainte des coûts :

$$\begin{array}{ll} \text{Find} & X_d = [X_{d1} \dots X_{dn}] \text{ and} \\ & X_r = [X_{r1} \dots X_{rn}] \\ \\ \text{Such that to} & P_f = Pr[G(X_d, X_r) \leq 0] \\ \text{Minimize} & \\ \\ \text{Subjected to} & Cost(X_d) \leq C_0 ; X^{ib} \leq X_d \leq X^{ub} \end{array}$$

2. Calcul de l'indice de fiabilité :

$$\min: d(u) = \sqrt{\sum_j u_j^2} \quad \text{subject to } 1 - \frac{N_0}{N_{calc}} \quad (10)$$

Où C_0 est le coût admissible, qui est une fonction d'un vecteur de la variable de conception X_d . $Pr[.]$ est l'opérateur de probabilité et P_f est la probabilité de défaillance correspondant à la fonction de performance G . Le problème RBDO consiste à trouver la conception vectorielle X_d , qui minimise la probabilité de défaillance du joint de brasure sous la contrainte du coût correspondant au volume structurel.

La solution de ces deux problèmes est réalisée en utilisant la technique d'optimisation programmation quadratique séquentielle SQP.

Aussi, le tableau 7 ci-dessous laisse apparaître la conception optimale et initiale. De même, il ressort dudit tableau que les résultats obtenus montrent que la probabilité de défaillance a été minimisée. Elle est passée de 18.69% à 0.21%. Alors que le volume des joints de brasure est réduit de 0.045 à 0.038, soit un taux de réduction de 15.5%. Quant au niveau de fiabilité, celui-ci s'élève à 99.79% après avoir été initialement de l'ordre de 80.31% et ce, grâce à la nouvelle conception. Quant aux nombres de cycles avant initiation de fissure et la durée de vie, ceux-ci ont passé respectivement de 111 à 169 cycles et de 745 cycles à 1000 cycles, soit un taux de progression respectif de 52% et 34%.

Par ailleurs, La figure 7 montre la nouvelle conception et la nouvelle distribution de contraintes après application de la procédure d'optimisation basée sur la fiabilité.

Variables	Point Initial	Point optimal
ball-h	0.35	0.3736
ball-neck	0.02	0.0165
ball-med-	0.235	0.2
ball-top-bot-r	0.175	0.18
Volume	0.045	0.038
N_0	111	169
N_f	745	1000
P_f	18.69%	0.21%
Niveau de fiabilité	80.31%	99.79%

Tableau 7: résultats de l'optimisation fiabiliste

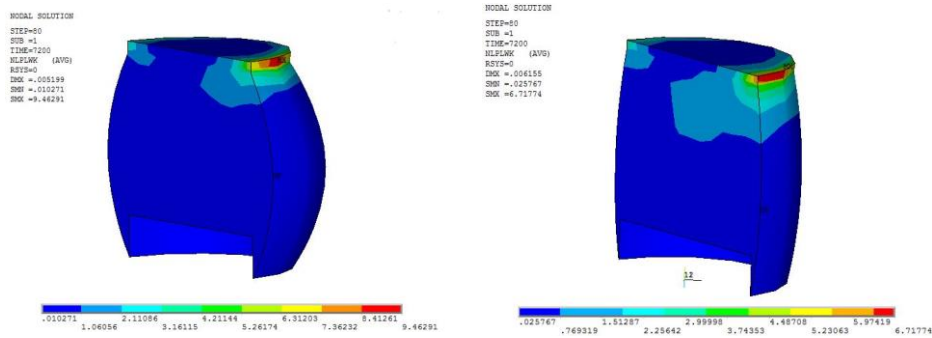


FIGURE 7. Travail plastique avant et après l'optimisation fiabiliste

5. Conclusion

Dans cet article, nous avons suivi une méthodologie d'optimisation basée sur la fiabilité, combinée à une analyse, via la méthode des éléments finis, en vue de minimiser la probabilité de défaillance sous la contrainte du volume du joint de brasure. Cette analyse éléments finis a été menée sur la base de deux modèles à 3D Global et Local. Le modèle global est réalisé afin d'identifier la position du joint de brasure le plus critique et de calculer le champ de déplacement dudit joint de brasure. Tandis que le modèle local a été élaboré pour prédire la durée de vie. Aussi, compte tenu de la contrainte du temps énorme généré par cette méthodologie, nous avons utilisé le modèle de substitution du krigeage du fait des avantages qu'il présente en termes de précision et de gain du temps de calcul.

6. Bibliographie

- [1] A. Makhloufi, Y. Aoues, and A. El Hami, Reliability based design optimization of wire bonding in power microelectronic devices, *Microsyst Technol*, 2016.22(12), pp.2722-2737.
- [2] S. Sakata, F. Ashida, M. Zako, Structural optimization using Kriging approximation, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng*, 2003. 192 (7-8), PP. 923–939.
- [3] I. Kaymaz, Application of Kriging methods to structural reliability problems, *Struct. Saf.* 2005.27 (2) pp. 133–151.
- [4] R. Darveaux, Effect of Simulation Methodology on Solder Joint Crack Growth Correlations, *Proceedings of 50th Electronic Components and Technology Conference*, 2000. pp. 1048-1058.
- [5] L. Anand, Constitutive Equations for the Rate-dependent Deformation of Metals at Elevated Temperatures, *Trans. ASME J. Eng. Matl's and Tech*, 1982. 104(1), pp. 12-17.
- [6] J. Chang, L. Wang, J. Dirk, X. Xie, Finite element modeling predicts the effects of voids on thermal shock reliability and thermal resistance of power device, *Weld J*, 2006. 85(3), pp. 63–70.
- [7] Om. Bendaou, Ot. Bendaou, F. Bourzeix, M. Agouzoul, A. El Hami, Measurements and Stochastic FEA with Application in Thermomechanical Characterization of Electronic Packages. *Journal of Engineering and Technological Sciences*, 2016. 48(6), pp. 700-714.
- [8] Om. Bendaou, et al. Reliability Based Design Optimization of BGA Electronic Packages using the Kriging Substitution Model. *International Journal of Applied Engineering Research* 2017. 12(13), pp: 3757-3766.
- [9] G. Cheng, L. Xu, and L. Jiang, A sequential approximate programming strategy for reliability-based structural optimization. *Computers & structures*, 2006. 84(21), pp.1353-1367