

Conception d'un groupe électrogène utilisant les copeaux de bois comme combustible

[Design of a generator using wood chips as fuel]

Ngakanga Mukumu Donatien

Université Pédagogique Nationale de Kinshasa, RD Congo

Copyright © 2024 ISSR Journals. This is an open access article distributed under the **Creative Commons Attribution License**, which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

ABSTRACT: We want to supply electrical energy to a science with a required power of 110 KW using a micro thermal steam power plant, using wood chips as fuel.

The goal here is the recovery of waste and the various means of producing electrical energy. We are in the logic of local and decentralized production.

KEYWORDS: chips, fuel, turbine, alternator, heat transfer fluid.

RESUME: Nous voulons alimenter en énergie électrique une science dont la puissance demandée s'élève à 110 KW à l'aide d'une microcentrale thermique à vapeur, utilisant les copeaux de bois comme combustible.

Le but ici c'est la revalorisation des déchets et les divers moyens de production de l'énergie électrique. Nous sommes dans la logique de la production locale et décentralisée.

MOTS-CLEFS: copeaux, combustible, turbine, alternateur, fluide caloporteur.

1 INTRODUCTION

Le transport de l'énergie coûte énormément cher, en dehors du coût élevé nous avons les catastrophes naturelles qui commencent à déranger nos milieux en endommageant les câbles et poteaux, pour contourner ces défis, nous voulons utiliser la politique de production locale et décentralisée c'est-à-dire dans un milieu donné, nous étudions minutieusement la source d'énergie que nous pouvons exploiter pour produire de l'énergie électrique.

Dans ce cas précis, nous sommes dans une scierie; la source de bois que nous pouvons utiliser comme combustible solide.

2 MÉTHODES ET MATÉRIELS

2.1 MATÉRIELS

Nous listons ci-dessous les matériels utilisés pour le montage du groupe électrogène:

- Alternateur;
- Turbine à action;
- Condenseur;
- Pompe d'alimentation de la chaudière;
- Le générateur de vapeur;

2.2 MÉTHODES

Nous utilisons la méthode analytique. Nous avons comme données de base:

a) Génératrice électrique:

- Type: alternateur;
- Puissance installée: $P_i = 110\text{KW}$;
- Vitesse de rotation: $N_g = 3000 \text{ tr. Min-1}$;
- Rendement de la génératrice: $\eta_g = 0,90$;
- Facteur de puissance: $\text{Cos}\phi = 0,85$;
- Tension normale: $U_n = 380 \text{ V}$;

b) Turbine à vapeur;

- Type: turbine à action;
- Rendement mécanique: $\eta_m = 0,95$
- Rendement de la détente de la vapeur: $\eta_h = 0,85$
- Pression de la vapeur à l'entrée: $P_1 = 200 \text{ N.cm-2}$;
- Vitesse de la vapeur à l'entrée: $C_1 = 0\text{m/s}$ (car le volume du tore d'admission est suffisamment grand);
- Température de la vapeur à l'entrée: $t_1 = 400^\circ\text{C}$;
- Pression de la vapeur à la sortie: $p_2 = 1\text{Ncm-2}$;
- Vitesse de la vapeur à la sortie: $C_2 = 100\text{m.s-1}$

3 DIMENSIONNEMENT

3.1 CALCUL DE PUISSANCE EFFECTIVE DE LA TURBINE (PEFF)

$$P_{\text{eff}} = \frac{P_i}{\eta_g \times \eta_{\text{tr}} \times \text{cos } \phi} = \frac{110}{0,90 \times 0,85 \times 0,85} = \frac{110}{0,65}$$

$$P_{\text{eff}} = 169, 23 \text{ KW}$$

Où η_{tr} : rendement de transmission et η_g : rendement du générateur.

3.2 CALCUL DU TRAVAIL UTILE DE LA TURBINE (Wth)

a) Calcul de la chute théorique disponible

Les caractéristiques thermodynamiques de la vapeur au point 1 et au point 2 sont reportées sur le diagramme de Mollier.

- Au point 1: $p_1 = 200 \text{ N/Cm}^2$ et $t_1 = 400^\circ \text{ C}$, reportées sur le diagramme, nous montre que la vapeur est surchauffée et nous lisons l'enthalpie: $H_1 = 3250 \text{ Kj/Kg.} = 3250 \text{ Kj. Kg-1}$
- Au point 2: $p_2 = 1\text{N/Cm}^2$, pression qui règne dans le condenseur.

L'isentrope verticale 1.2, nous montre que le point 2 est situé dans la région de la vapeur humide et nous lisons l'enthalpie: $H_2 = 2257 \text{ Kj.Kg-1}$; le titre 0,86 et la température: $t_2 = 48^\circ\text{C}$. C'est-à-dire la masse de vapeur d'eau de 1Kg contient donc 0,86 Kg de vapeur saturée à la température de 48°C et 0,14 Kg d'eau sous forme de gouttelettes.

D'où, la chute théorique disponible ou encore la chute isentropique vaut: $H_1 - H_2 = 3250 - 2257 = 993 \text{ Kj.Kg-1}$.

En prenant le signe négatif, cette chute isentropique peut être définie comme étant le travail théorique (Wth) que pourrait fournir la masse de la vapeur de 1Kg.

b) Calcul de la chute réelle disponible

En admettant un rendement de détente de 0,85, la chute réelle disponible vaut:

$$H_1 - H_2' = \eta h (H_1 - H_2) = 0,85 \times 993 = 844 \text{ Kj.Kg}^{-1}$$

$$\text{Et : } H_2' = H_1 - \eta h (H_1 - H_2) = 3250 - 844 = 2406 \text{ Kj.Kg}^{-1}$$

Nous reportons le point 2' sur le diagramme et nous constatons que la vapeur humide au point 2, est légèrement surchauffée au point 2', ce qui nous conduit à l'obtention: = 0,92

c) Calcul du travail utile

Le travail utile changé de signe (suivi du signe négatif) sera:

$$W = (H_1 - H_2) - \frac{C_2^2}{2} = 839 \text{ Kj.Kg}^{-1}$$

3.3 CALCUL DU TRAVAIL EFFECTIF DE LA TURBINE (W_{EFF})

Considérant le rendement mécanique de la turbine, le travail effectif (suivi du signe négatif) vaut:

$$W_{eff} = \eta_m XW_u = 0,95 \times 839 = 797,05 = 797 \text{ Kj.Kg}^{-1}$$

3.4 CALCUL DU RENDEMENT EFFECTIF DE LA TURBINE (η_{EFF})

$$\eta_{eff} = \frac{W_{ef}}{W_{th}} = \frac{797}{839} = 0,95$$

3.5 CALCUL DE LA CONSOMMATION DE VAPEUR PAR KWH (C_{VAP})

$$C_{vap} = \frac{3600}{W_{eff}} = \frac{3600}{797} = 4,52 \text{ Kg/Kwh}$$

3.6 CALCUL DU DEBIT MASSIQUE DE LA VAPEUR (Q_m (VAP))

$$q_m (\text{vap}) = C_X P_{eff} = 4,52 \text{ Kg/Kwh} \times 169,23 \text{ Kw} = 4,52 \text{ Kg. Kwh}^{-1}$$

$$q_m (\text{vap}) = 764,92 \text{ Kg/h} = 764,92 \text{ Kg.h}^{-1}$$

3.7 DETERMINATION DU NOMBRE D'ETAGES DE LA TURBINE (Π ÉTAGE)

- La chute théorique disponible étant:

$$H_1 - H_2 = 993 \text{ Kj.Kg}^{-1}, \text{ comment fonctionner cette chute ?}$$

Le nombre d'étages élevé augmente le coût de la construction; un seul étage a pour conséquence une vitesse élevée à la sortie de la tuyère (C_1) qui est ici égale à

$$\sqrt{2(H_1 - H_2)} = \sqrt{2(993000)} = 1409,3 \text{ m.s}^{-1}$$

Considérons un coefficient de ralentissement de 0,95; nous aurons:

$$C_1 = 0,95 \times 1409,3 = 1338,835 \text{ m.s}^{-1}$$

La vitesse circonférentielle u qui vaut $C_1/2$ sera de: $u_1 = 1338,835/2 = 669,42 \text{ m.s}^{-1}$.

Cette valeur est trop élevée et inadmissible car la force centrifuge qui agit sur les aubes de la roue rend leur fixation presque impossible. La limite supérieure de la vitesse circonférentielle dans le cas des turbines à vapeur vaut 250 m.s^{-1} . Adoptons la valeur de 250 m.s^{-1} . La vitesse d'écoulement de la vapeur à la sortie de la tuyère sera égale à 500 m.s^{-1} . Cependant, la chute théorique disponible par étage sera tirée de la relation:

$$\sqrt{2(H_1 - H_2)} = 500 \text{ m.s}^{-1}$$

D'où :

$$H_1 - H_2 = \frac{(500)^2}{2} = 125000 \text{ J.Kg}^{-1} = 125 \text{ KJ Kg}^{-1}$$

Enfin, le nombre d'étages:

$$\pi_{\text{étage}} = 8$$

3.8 CALCUL DE LA VITESSE DE ROTATION DE LA TURBINE (NTURB)

- La vitesse de rotation de la turbine se traduit par la relation:

$$N_{\text{turb}} = \frac{304.}{\pi R_m}$$

Les diamètres normaux des turbines à vapeur étant comprises entre 1 et 1,5 m, nous adoptons la valeur 1,2 m.

D'où :

$$N_{\text{turb}} = \frac{30 \times 250}{3,14 \times 0,6} = \frac{7500}{1,884} = 3980,89 = 3980 \text{ tr.min}$$

Comme l'alternateur doit tourner à 3000tr.min⁻¹, le réducteur de vitesse utilisé pour l'accouplement du groupe turbo-alternateur aura un rapport de transmission beaucoup plus faible; soit

$$\frac{3000}{3980} = 0,75$$

Ce qui va contribuer à la minimisation des pertes mécaniques.

4 DIMENSIONNEMENT DU CONDENSEUR

4.1 CHOIX DU TYPE DE CONDENSEUR

Nous optons pour un condenseur à faisceau tubulaire (à surface).

Hypothèses

- La transformation est isobare;
- Les variations des énergies cinétiques et potentielles sont négligeables;
- Le régime est permanent.

Etats thermodynamiques de la vapeur

- A l'entrée: $t_2 = 48^\circ\text{C}$

$$P_2 = 1\text{N/Cm}^2$$

$$H_2 = 2257 \text{ KJ/Kg}$$

- A la sortie: $p_3 = 1\text{N/Cm}^2$

$$T_3 = 48^\circ\text{C}$$

Etats thermodynamiques du fluide caloporteur (eau froide)

- A l'entrée: $t_2 = 20^\circ\text{C}$

- A la sortie: $t_3 = 40^\circ\text{C}$

Soit Θ la température de maintiens de la vapeur saturée humide dans le condenseur: $\Theta = t_2 = t_3 = 48^\circ\text{C}$

4.2 CALCUL DE LA QUANTITE DE CHALEUR CEDEE PAR LA VAPEUR À L'EAU (QCE)

La quantité de chaleur cédée par la vapeur à l'eau froide se calcul de la manière suivante: $Q_{ce} = H_2 - H_3$

Où $H_3 + C_p \times \Theta = 4,18 \times 48 = 200,64 \text{ KJ/Kg}$

Il vient alors: $Q_{ce} = 2257 - 200,64 = 2056,36 \text{ KJ/Kg}$

4.3 CALCUL DE LA MASSE D'EAU FROIDE NECESSAIRE POUR CONDENSER UNE MASSE DE VAPEUR DE 1 KG (Q)

Si $q \text{ Kg}$ d'eau froide entrent à t_e °C et sortent à t_s °C, ils absorbent $C_p \times (t_s - t_e)$ kj. Cependant, suivant le principe de la conservation de l'énergie:

$$C_p \times q (t_s - t_e) + H_2 - H_3$$

D'où,

$$q = \frac{H_2 - H_3}{C_p (T_s - t_e)} = \frac{2056,36}{4,18 \times 20} = \frac{2056,36}{83,6} = 24,59$$

$$q = 24,6 \text{ Kg (eau) / Kg (vapeur)}$$

4.4 CALCUL DU DEBIT MASSIQUE DE L'EAU FROIDE (QM (EAU))

Le débit massique de la vapeur q_m (vap) étant de 696,1 Kg/h et la masse d'eau froide nécessaire pour un condenseur une masse de vapeur de 1Kg étant de 24,6 Kg (eau) / Kg (vapeur), le débit massique de l'eau se calcul de la manière ci- après:

$$q_m \text{ (eau)} = q_m \text{ (vap)} \times q = 696,1 \times 24,6 \text{ qm (eau)} = 17124,06 \text{ Kg/h} = 4,76 \text{ Kg/s.}$$

4.5 CALCUL DE LA QUANTITE DE LA CHALEUR À ÉCHANGER PAR SECONDE (QECH)

Le débit massique de vapeur et la quantité de la chaleur cédée par la vapeur à l'eau froide étant connu, la quantité de chaleur échangée par seconde se traduit par la relation:

$$Q_{ech} = Q_{ce} \times q_m \text{ (vap)} = 2056,36 \text{ KJ/Kg} \times 4,76 \text{ Kg/s} = 9786,56 \text{ KJ/s.}$$

$$\text{Soit } Q_{ech} = 9786,56 \text{ KW} + 9786560 \text{ W.}$$

4.6 CALCUL DE LA SURFACE D'ÉCHANGE (SECH)

Cette surface est constituée par des tubes de:

- Diamètre intérieur: $d_m = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$;
- Diamètre extérieur: $d_{ext} = 22 \text{ mm} = 0,022 \text{ m}$;
- Epaisseur: $e = 1 \text{ mm} = 0,001 \text{ m}$;
- Longueur: $L = 3 \text{ m}$

Le phénomène de la transmission de la chaleur étant considéré, nous écrivons:

$$Q_{ech} = K S_{ech} \Delta \Theta_m \text{ en watt.}$$

Où est le coefficient de transmission globale de la chaleur, il s'exprime en $\text{w/m}^2\text{°C}$;

S_{ech} est la surface d'échange; $\Delta \Theta_m$ est la différence moyenne des températures entre le fluide froid (l'eau). Il convient de noter que:

1°) K peut être connu c'est-à-dire peut émaner du résultat d'essais sur des échangeurs semblables à celui que nous analysons. C'est un cas fréquent. Il peut être aussi calculé en recourant à la relation ci-après:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{x_1} + \frac{e}{x} + \frac{1}{x_2}$$

Où x : est le coefficient de conductibilité thermique du matériau c'est-à-dire pour la laiton: $x = 116 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$; vapeur et paroi; sa valeur varie de 10000 à 50000 $\text{w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$. Nous prenons 15000 $\text{w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$;

2: est le coefficient de convection entre paroi et l'eau froide; sa valeur varie de 3000 à 18000 $\text{w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$. Nous prenons 10000 $\text{w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Cependant:

$$\begin{aligned} \frac{1}{K} &= \frac{1}{15000} + \frac{0,001}{116} + \frac{1}{10000} \\ &= 0,000066666 + 0,00000862 + 0,0001 \\ &= 0,000175286 \end{aligned}$$

$$K = \frac{1}{0,000175286} = 5704,94 = 5705 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

S peut être la surface extérieure ou la surface intérieure des tubes. Mais il faudrait cependant considérer la surface de la paroi qui offre le plus de résistance au passage de la chaleur, donc celle la convection α est la plus faible.

Dans le cas précis, nous savons que α_2 (paroi-eau) est beaucoup plus élevé que α_1 (vapeur-paroi); nous prendrons donc pour paroi s, la surface extérieure des tubes.

La théorie de transmission de chaleur montre que;

$$\Delta \theta_m = - \frac{(t_e + t_s)}{2} = 48 - \frac{1+40}{2} = 48 - 30 = 18^\circ\text{C}$$

Enfin:

$$S_{\text{ech}} = \frac{Q_{\text{ech}}}{K \Delta \theta_m} = \frac{9786560 \text{ w}}{5705 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 18^\circ\text{C}} = \frac{86560}{102690} = 93,3 \text{ m}^2$$

4.7 CALCUL DE LA SURFACE EXTERIEURE D'UN TUBE (SEX)

$$s_{\text{ex}} = \pi \times d_{\text{ex}} \times l = 3,14 \times 0,22 \times 3 = 2,0724 = 2,1 \text{ m}^2$$

4.8 DETERMINATION DU NOMBRE DES TUBES (ITB)

$$N_{\text{tb}} = \frac{S_{\text{ech}}}{S_{\text{ex}}} = \frac{93,3}{2,1} = 44,43 = 46$$

5 DIMENSIONNEMENT DE LA POMPE D'ALIMENTATION DE LA CHAUDIERE

Etats thermodynamiques au point 3:

- $p_3 = 1 \text{ N/cm}^2$,
- $t_3 = 48^\circ\text{C}$,
- $z_3 = 2 \text{ m}$,
- $H_3 = 200,64 \text{ KJ/Kg}$

Etats thermodynamiques au point 4:

- $p_4 = 200 \text{ N/cm}^2$ (car $p_4 = p_5 = p_1$),
- $H_4 = H_3 = 200,64 \text{ KJ/Kg}$ (car la pompe étant une machine hydraulique),
- $Z_4 = 5 \text{ m}$

5.1 CALCUL DE LA TEMPERATURE AU POINT 4

$$t_4 = t_3 + \frac{H_4 - H_3 + v(5p_4 - p_3)}{C_p}$$

Où $v = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$ (volume massique de l'eau)

Sachant que $H_4 - H_3 = 0$

$$p_3 = 10^{-3} \times 10^4 \text{ kN/m}^2$$

$$p_4 = 200 \times 10^{-3} \times 10^4 \text{ kN/m}^2$$

Il vient:

$$t_4 = 48^\circ\text{C} + \frac{0,001 \text{ m}^3/\text{kg} (2000 - 10)}{4,18 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}} = 48 + 0,476 = 48,476 = 48,5^\circ\text{C}$$

5.2 CALCUL DU TRAVAIL UTILE (Wu)

$$w_u = \frac{p_4 - p_3}{\rho} + \frac{1}{2} (C_4^2 - C_3^2) + g(z_4 - z_3)$$

Supposons que les pertes de charge dans les conduites et la variation de l'énergie cinétique sont négligeables.

Il vient cependant:

$$w_u = \frac{p_4 - p_3}{\rho} + g(z_4 - z_3) = \frac{(200 - 1)10^4}{1000} + 9,81(5 - 2)$$

$$= 1990 + 9,81 \times 3 = 1990 + 29,43 = 2019,43 \text{ J/kg}$$

$$= 2,02 \text{ kJ/kg}$$

Considérons un rendement global de la pompe de 0,80; le travail utile devient:

$$w_u = \frac{2,02}{0,8} = 2,5 \text{ kJ/kg}$$

5.3 CALCUL DE LA PUISSANCE UTILE (Pu)

$$p_u = q_m (\text{vap}) \times w_u$$

$$\text{avec: } q_m (\text{vap}) = 696,1 \text{ kg/h} = 0,19 \text{ kg/s}$$

$$\text{Il vient: } p_u = 0,19 \times 2,5 = 0,475 \text{ kw} = 475 \text{ w}$$

6 DIMENSIONNEMENT DU GÉNÉRATEUR DE VAPEUR

Le générateur de vapeur est constitué d'une chaudière (tronçon 4-5) et d'une surchauffeur (tronçon 5-1).

Caractéristiques thermodynamiques :

- Production horaire de vapeur: $q_m (\text{vap}) = 696,1 \text{ kg/h}$;
- Température de l'eau à l'entrée de la chaudière;
- Température de la vapeur à la sortie de la chaudière: $t_s = 220^\circ\text{C}$ (température admissible pour la vapeur sèche);
- Timbre: 200 N/cm^2 ;
- Enthalpie de la vapeur à l'entrée de la surchauffeur: $H_5 = 2825 \text{ kJ/kg}$ (valeur lue sur le diagramme de Mollier);
- Température de la vapeur à la sortie de la surchauffeur: $t_1 = 400^\circ\text{C}$

6.1 CALCUL DE LA QUANTITE DE LA CHALEUR REÇUE PAR LA VAPEUR DANS LA CHAUDIERE (QR (Ch))

$$Q_r (\text{ch}) = H_5 - H_4 = 2825 - 200,64 = 2624,36 \text{ kJ/kg}$$

6.2 CALCUL DE LA QUANTITE DE LA CHALEUR REÇUE PAR LA VAPEUR DANS LE SURCHAUFFEUR (QR (SURCH))

$$(Q_r \text{ (surch)}) = H1 - H5 + 3250 - 2825 \text{ kJ/kg}$$

6.3 CALCUL DE LA QUANTITE TOTALE DE LA CHALEUR À FOURNIR PAR HEURE AU GENERATEUR DE VAPEUR (QCH (GEN))

Considérons un rendement thermique du générateur de vapeur de l'ordre de 90%:

$$Q_{ch(gen)} = \frac{[Q_{r(ch)} + Q_{r(surch)} \times q_{m(vap)}]}{0,90} = \frac{[624,36 + 425]}{0,90} \times 696,1 = 2358,2321 \text{ kJ/h}$$

6.4 DETERMINATION DE LA MASSE DE COMBUSTIBLE À BRULER PAR HEURE DANS LE FOYER (MCOMB)

$$M_{comb} = \frac{Q_{ch(gen)}}{P_{ci}}$$

Pci Où Pci est le pouvoir calorifique inférieur du bois (sa valeur varie de 4000 à 5000 kcal/kg).

Considérons: Pci (bois) = 4000 kcal/kg = 4000 Kcal.Kg-1

Sachant que: 1kcal = 4,18 Kj.

Il vient: Pci (bois) = 4000 x 4,18k = 16720J/kg = 16720J.Kg-1

D'où:

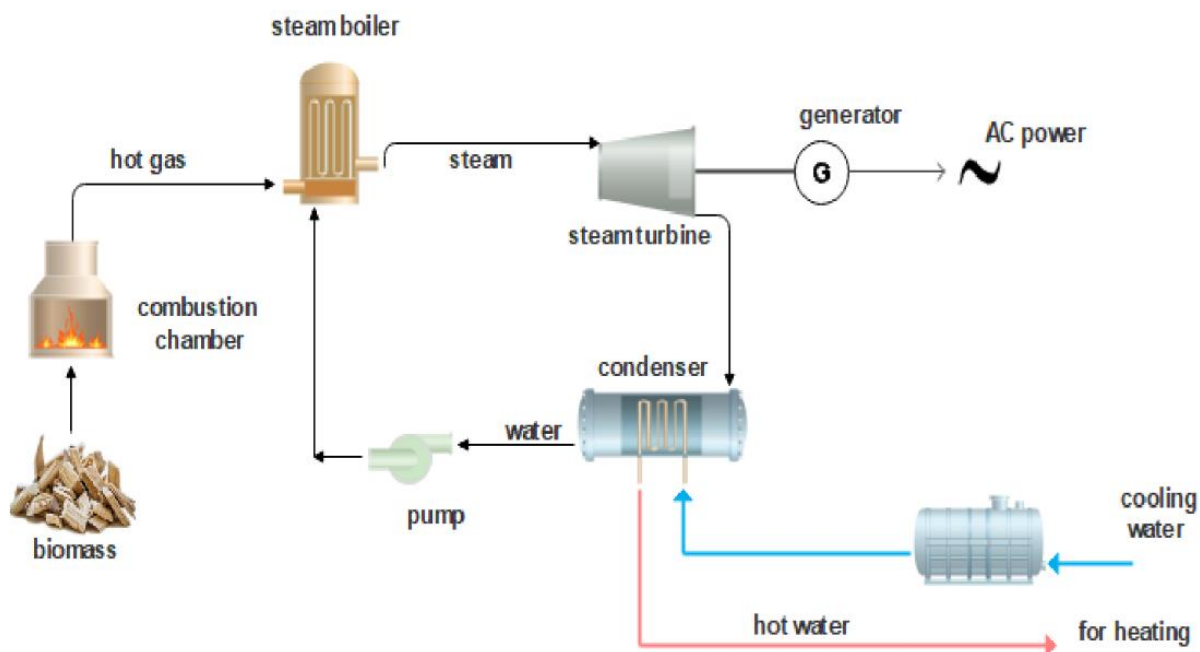
$$M_{comb} = \frac{2358,2321}{16720} = 141 \text{ kg/h} = 141 \text{ Kg.h}^{-1}$$

Si nous considérons que le bois brut contient 8% de cendres, 6% d'eau et 3% d'imbrulés; alors, sur 100kg de bois brut, nous aurons 83 kg (c'est-à-dire 100-8+6+3 = 83) de bois qui participent à la combustion.

D'où, la masse réelle de bois à brûler par heure dans le foyer sera:

$$M_{comb} = \frac{141}{0,83} = 169,879 = 170 \text{ kg.h}^{-1}$$

Schéma



7 CONCLUSION

Ce travail est consacré à utiliser les copeaux de bois de la scierie comme ressource pour produire l'électricité. Cela dans le cadre de la revalorisation de déchets et utiliser les moyens de bord pour produire de l'énergie électrique, vecteur principal du développement. Nous avons dimensionné le système pour savoir avec telle quantité du bois, nous pouvons produire autant de Kw.

REFERENCES

- [1] Anticosti: la relance de l'industrie forestière Available from: [https://ici.radiocanada.ca/nouvelle/679677/anticosti -industrieforestiere](https://ici.radiocanada.ca/nouvelle/679677/anticosti-industrieforestiere).
- [2] STRZ ALKA, R., ERHART, Tobias Gabriel, et EICKER, Ursula, Analysis and optimization of a cogeneration system based on biomass combustion. *Applied Thermal Engineering*, 2013. vol. 50, no 2, p. 1418-1426.
- [3] ADEME. ETAT DE L'ART DE LA TECHNOLOGIE GENERATEUR D'AIR CHAUD À PARTIR DE BIOMASSE 2010; Available from: https://www.ademe.fr/sites/default/files/assets/documents/71335_generateur_air_chaud.pdf
- [4] Schuster, A., et al., *Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications*. 2009. 29 (8-9): p. 1809-1817.
- [5] QUOILIN, Sylvain, VAN DEN BROEK, Martijn, DECLAYE, Sébastien, et al. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, vol. 22, p. 168-186.
- [6] URIS, María, LINARES, José Ignacio et ARENAS, Eva. *Evaluation de faisabilité technico-économique d'une centrale de cogénération à la biomasse basée sur un cycle organique de Rankine*. *Énergies renouvelables*, 2014, vol. 66, p. 707-713.