

Perancangan Belt Konveyor Kapasitas 25 TPH (Studi Kasus : PT. Bumi Mineral Sulawesi)

Muas M.^{1*}, Syaharuddin R.², Arwin S.³ dan Alfian N.⁴

^{1,2,3,4} Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Ujung Pandang, Makassar 90245, Indonesia
*muas@poliupg.ac.id

Abstract: This study aims to (1) To determine the workload of the conveyor belt system (2) To determine the distance between idlers (3) To determine the slope of the conveyor belt (4) To determine the driving motor power. The design of the 25 TPH conveyor belt is a problem at PT. Bumi Mineral Sulawesi. That is because, one of the components in the conveyor belt equipment does not yet exist. The intended component is the motor drive on all belt conveyor passes (planned to have 4 belt conveyor passes). The results of this activity have been obtained on belt conveyor 1 (BC 01) the material to be destroyed is rock crushed with a density of 2 T / m³, belt length of 17 meters, conveyor belt capacity of 25 TPH, belt slope of 170, belt width of 500 mm, the maximum belt voltage is 7,806 kN / m, the distance between the carrying idler is 1200 mm, the distance between the return idler is 3000 mm, with a motor power of 5.5 kW. In conveyor belt 2 (BC 02) the material to be destroyed is rock crushed with a density of 2 T / m³, belt length of 13 meters, conveyor belt capacity of 25 TPH, belt slope of 170, belt width of 500 mm, belt maximum voltage of 7,806 kN / m distance between carrying idlers 1200 mm, distance between return idlers 3000 mm, with motor power of 5.5 kW. On conveyor belts 03 and 04 (BC 03 and BC 04) the material to be destroyed is rock crushed with a density of 2 T / m³, belt length of 10 meters, conveyor belt capacity of 25 TPH, belt slope of 170, belt width of 500 mm, maximum belt voltage 7,806 kN/m distance between carrying idlers 1200 mm, distance between return idlers 3000 mm, with 5.5 kW motor power

Keywords: Stone Crusher; Belt Conveyor; Driving Motor; Idler

Abstrak: Penelitian ini bertujuan untuk (1) Untuk mengetahui beban kerja dari sistem belt konveyor (2) Untuk mengetahui jarak antar idler (3) Untuk mengetahui kemiringan belt conveyor (4) Untuk mengetahui daya motor penggerak. Perancangan belt conveyor kapasitas 25 TPH ini menjadi permasalahan di PT¹. Bumi Mineral Sulawesi. Hal tersebut disebabkan, salah satu komponen pada peralatan belt conveyor belum ada. Komponen yang dimaksud yakni motor penggerak pada semua lintasan *belt conveyor* (direncanakan ada 4 lintasan belt conveyor). Hasil dari kegiatan ini telah didapatkan pada belt conveyor 1 (BC 01) material yang akan dihancurkan adalah batu (rock crushed) dengan massa jenis 2 T/m³, panjang belt 17 meter, kapasitas belt conveyor 25 TPH, Kemiringan belt 170, lebar belt 500 mm, tegangan maksimum belt 7,806 kN/m jarak antar carrying idler 1200 mm, jarak antar return idler 3000 mm, dengan daya motor 5,5 kW. Pada belt conveyor 2 (BC 02) material yang akan dihancurkan adalah batu (rock crushed) dengan massa jenis 2 T/m³, panjang belt 13 meter, kapasitas belt conveyor 25 TPH, Kemiringan belt 170, lebar belt 500 mm, tegangan maksimum belt 7,806 kN/m jarak antar carrying idler 1200 mm, jarak antar return idler 3000 mm, dengan daya motor 5,5 kW. Pada belt conveyor 03 dan 04 (BC 03 dan BC 04) material yang akan dihancurkan adalah batu (rock crushed) dengan massa jenis 2 T/m³, panjang belt 10 meter, kapasitas belt conveyor 25 TPH, Kemiringan belt 170, lebar belt 500 mm, tegangan maksimum belt 7,806 kN/m jarak antar carrying idler 1200 mm, jarak antar return idler 3000 mm, dengan daya motor 5,5 kW.

Kata kunci : Stone Crusher; Belt Conveyor; Motor Penggerak; Idler

I. PENDAHULUAN

Belt conveyor merupakan salah satu jenis pemindah bahan yang beroperasi secara kontinu dan mengikuti jalur atau lintasan tetap. Belt conveyor dapat mengangkut material secara mendatar atau dengan kemiringan tertentu, baik material yang berupa unit load maupun bulk material [1]. Unit load adalah material yang dapat dihitung jumlahnya satu per satu, misalnya: kotak, kantong, balok, dsb.

Bulk material adalah material yang berbentuk butir-butir, bubuk atau serbuk, misalnya: batuan kecil, semen, pasir, dsb [2].

PT. Bumi Mineral Sulawesi (PT. BMS) melakukan sebuah langkah taktis bagi perusahaan dengan membeli sebuah alat modern sistem penghancur batu atau sering disebut *stone crusher system*. *Stone crusher* sistem terdiri atas sejumlah peralatan, yakni: feeder dan hopper, crusher (jaw crusher), belt conveyor, scalping unit, grizzly bar. Alat ini sebelumnya telah dioperasikan oleh perusahaan asing asal Tiongkok. Pembelian tersebut selain untuk mempermudah pekerjaan bagi perusahaan pada umumnya dan karyawan pada khususnya, juga merupakan sebuah langkah untuk memperkecil pengeluaran perusahaan ataupun merupakan sebuah keuntungan tersendiri pada perusahaan.

Permasalahan yang muncul dalam pembelian ini, PT. BMS belum bisa mengoperasikan ataupun merakit *stone crusher system* tersebut. Hal tersebut disebabkan, salah satu komponen pada peralatan belt conveyor belum ada. Komponen yang dimaksud yakni motor penggerak pada semua lintasan *belt conveyor* (direncanakan ada 4 lintasan belt conveyor). Oleh karena itu, agar alat dapat beroperasi dengan efisien dan produktif, perusahaan harus merencanakan terlebih dahulu kapasitas daya motor per lintasan yang dibutuhkan untuk menggerakkan belt conveyor.

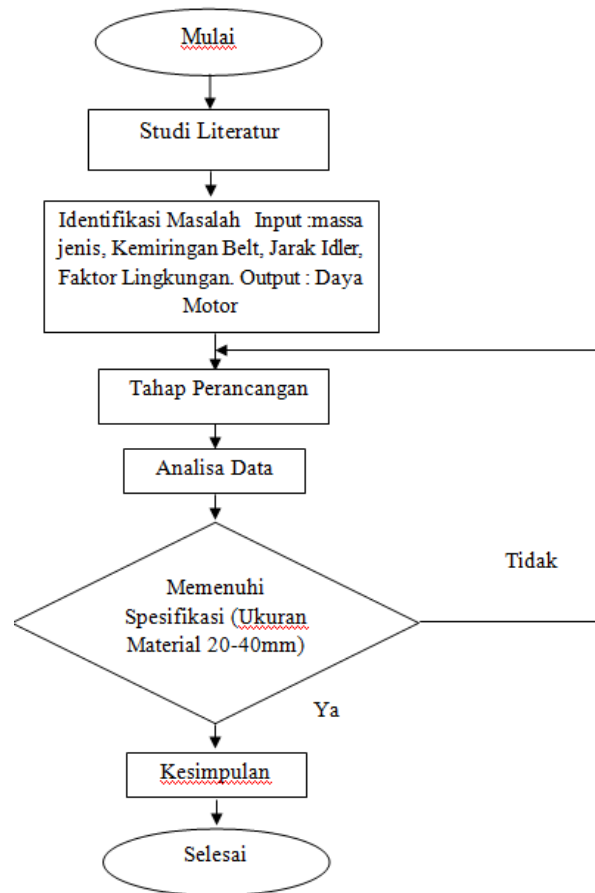
Selain itu, agar alat tersebut bisa bekerja secara optimal, perusahaan juga harus merencanakan beberapa masalah vital lainnya, yakni: material yang akan digunakan, kapasitas daya angkat belt conveyor, jarak idler pada stone crusher, sudut kemiringan pada belt conveyor, tegangan belt conveyor, diameter puli serta, kapasitas daya motor pada belt conveyor, untuk menopang kapasitas 25 TPH yang akan dicapai.

Mekanisme perhitungan kapasitas daya motor beserta parameter lainnya, yang akan digunakan umumnya mengacu pada *conveyor equipment manufacturers association* [3] dan berikut adalah masalah yang menurut kami sangat perlu untuk diteliti agar optimasi kinerja alat ini stabil yaitu, bagaimana menganalisis beban kerja dari sistem belt conveyor, bagaimana menganalisis jarak antar idler, bagaimana menganalisis kemiringan belt conveyor, bagaimana menganalisis daya motor penggerak. Agar pembahasan masalah mengenai penelitian ini tidak terlalu melebar, maka kami penulis memberi batasan permasalahan yaitu, Material yang akan diangkut oleh belt conveyor, jarak antar idler, kapasitas belt conveyor yang digunakan disesuaikan dengan kapasitas stone crusher, kemiringan belt conveyor, tegangan belt conveyor, diameter pully yang akan digunakan pada belt conveyor dan daya motor yang akan digunakan untuk penggerak belt conveyor. Adapun manfaat dari penelitian ini yaitu, diketahuinya material yang akan dihancurkan, diketahuinya jarak antar idler, diketahuinya kemiringan belt conveyor, diketahuinya diameter puli yang akan digunakan dan diketahuinya kapasitas daya motor untuk penggerak belt conveyor.

II. METODE PENELITIAN

Penelitian dilaksanakan di perusahaan PT. Bumi Mineral Sulawesi yang berlokasi di Jalan Poros Makassar - Palopo Km.356 Dusun Lamone Desa Karang-Karangan Kecamatan Bua, Luwu, Sulawesi Selatan.

Berikut diagram alir metode penelitian ini, yaitu dengan mendeskripsikan langkah-langkah penelitian dari awal sampai selesai.

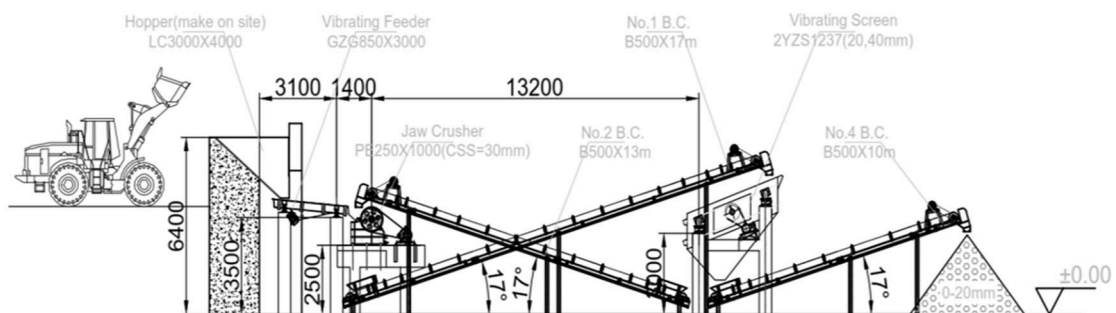


Gambar 1. Flow Chart Metode Penelitian

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

Desain (Gambar 2) ini ditentukan atas berbagai pertimbangan sebagai berikut :

1. BC 01 Tipe BW 500 x 17 m untuk menghantar material dari Jaw Crusher [4] ke Vibrating.
2. BC 02 Tipe BW 500 x 13 m untuk menghantar material yang ukurannya lebih besar dari 40 mm kembali ke Jaw Crusher.
3. BC 03 & 04 Tipe BW 500 x 10 untuk menghantar material yang berukuran 20 – 40 mm ke stockpile.



Gambar 2. Design Konstruksi Stone Crusher Kapasitas 25 TPH

Untuk menentukan kapasitas motor Belt Conveyor dengan kapasitas 25 TPH diperlukan beberapa parameter sebagai berikut :

- Material yang diangkut (rock crushed)
- Massa jenis material (d) = 2 T/m³
- *Surcharge angle* (sa) = 25 deg
- *Troughing angle* (a) = 35 deg
- Kapasitas belt conveyor (Q) = 25 TPH
- Design capacity (T) = $Q \times 1,1 = 25 \text{ TPH} \times 1,1 = 27,5$
- Kecepatan belt. (V) = 1,5 m/s
- Area beban *cross section* (A) = 0,040877338 m²
- Lebar belt (b) = 500 mm = 0,5 m
- *Carrying Idler* (Si) = 1200 mm = 1,2 m
- *Return Idler* (Sr) = 3000 mm = 3 m
- Massa belt (Wb) = 7,5 Kg/m

A. Perhitungan Belt Conveyor 01 (BC-01) [5]

Direncanakan : $L = 17 \text{ m}$

a. Massa material batu persatuan panjang (Wm)

$$Wm = 0,278 \times TV = 0,278 \times 27,51,5 \text{ m/s} = 5,10 \text{ Kg/m}$$

b. Total beban idler persatuan panjang (Wi)

$$Wi = Wm + Wb = 5,10 \text{ Kg/m} + 7,5 \text{ Kg/m} = 12,60 \text{ Kg/m}$$

c. Idler Selection

Service factor ($K3$) = 1,1

Diameter roll belt yang dipilih = 4 inch

Factor koreksi kecepatan belt ($K4$) = 0,8

Beban actual idler (IL)

$$IL = (Wb + Wm) Si = (5,10 \text{ kgm} + 7,5 \text{ kgm}) 1,2 \text{ m} = (12,60 \text{ kgm}) 1,2 \text{ m} = 15,12 \text{ kg}$$

Beban yang disesuaikan (AL)

$$AL = IL \times K1 \times K2 \times K3 \times K4 = 15,12 \times 0,1 \times 1,1 \times 1,1 \times 0,8 = 14,6$$

Dengan menggunakan nilai terbesar antara idler load (IL) dan adjusted load (AL) untuk idler yang layak dari beban idler dengan melihat Tabel CEMA 5-8 sampai 5-12 sehingga diperoleh 15,12 [6].

Factor gesekan *carrying idler* (Kx)

$$Kx = 1,7 \times (0,00068 (Wb + Wm) + Ai/Si) = 1,7 \times (0,00068 (7,5 + 5,10) + 0,821,2)$$

$$Kx = 1,7 \times (0,00068 (1,60) + 0,68)$$

$$Kx = 1,171 \text{ Kg}^2/\text{m}^2$$

Faktor gesekan *skirtboard* (Cs) = 0,256

Conveyor c/c horizontal length (L) = 17 meter

$$\text{Conveyor c/c along belt } (Lx) = L \cos K \quad Lx = 17 \cos 17 \quad Lx = 17,777 \text{ meter}$$

Tinggi conveyor ($H1$)

$$M = \tan 17 (17 \pi / 180) \quad M = 0,3505 (17 \pi / 180) = 5,197 \text{ meter}$$

Total ketinggian conveyor ($H1 + H2$) = 5,197 + 0 = 5,197 meter

d. Perhitungan tegangan belt conveyor

Jumlah *discharge plow* = 0

Jumlah dari *loading points* (Ni) = 1

Panjang *Skritboard* (Lb) = 3 meter

Jumlah dari pembersih belt ($Nbc1$) = 0

Jumlah dari *V belt cleaner* ($Nbc2$) = 1

Jumlah dari *Type Pulley A* (NA) = 1 Head Pully

Jumlah dari *Type Pulley B* (NB) = 1 Tail and Take up pulley

Jumlah dari *Type Pulley C* (NC) = 0 *Bend and snap pulley*

Faktor gesekan belt conveyor dan material di atas idler (Ky) = 0,031

Tegangan minimal di *starting point carry run*

(T3) or (Tt or To)

$$T3 = 6,25 \times (Wb + Wm) \times Si \times 9,807 = 6,25 \times (7,5 + 5,10) \times 1,2 \times 9,807$$

$$T3 = 6,25 \times 12,60 \times 1,2 \times 9,807$$

$$T3 = 932,468 \text{ N}$$

Tegangan akibat dari gesekan dan *point carry run* (Tfcx) $Tfcx = Lx \times (Kx + Ky (Wb + Wm)) \times 9,807$

$$fcx = 17,777 \times (1,171 + 0,031 (7,5 + 5,10)) \times 9,807$$

$$Tfcx = 222,366 \text{ N}$$

Tegangan karena beban pada titik akhir *carry run* (Twcx) $Twcx = Hx \times (Wb + Wm) \times 9,807$

$$Twcx = 5,197 \times (7,5 + 5,10) \times 9,807 = 642,066 \text{ N}$$

Tegangan karena gesekan pada titik akhir *carry run* (Tcx)

$$Tcx = T3 + Tfcx + Twcx = 932,468 + 222,366 + 642,066 = 1796,901 \text{ N}$$

Tegangan karena resistansi *pulley* (Tp)

$$Tp = (NA \times 90 + NB \times 68 + NC \times 45) \times 9,807$$

$$Tp = (1 \times 90 + 1 \times 68 + 0 \times 45) \times 9,807$$

$$Tp = 1549,506 \text{ N}$$

Tegangan karena akselerasi material (Tam)

$$Tam = 0,278 \times Ni \times T \times V \quad Tam = 0,278 \times 1 \times 27,5 \times 1,5$$

$$Tam = 11,468 \text{ N}$$

Tegangan karena *skirtboard friction* (Tsb)

$$Tsb = 14,6 \times Lb \times (10,765 \times Cs \times hs^2 + 6)$$

$$Tsb = 14,6 \times 3 \times (10,765 \times 0,276 \times 0,0802 + 6)$$

$$Tsb = 263,633 \text{ N}$$

Tegangan karena *double bladed belt cleaner* (Tbc1)

$$Tbc1 = Nbc1 \times 875 \times b$$

$$Tbc1 = 0 \times 875 \times 0,5$$

$$Tbc1 = 0 \text{ N}$$

Tegangan karena *type V belt cleaner* (Tbc2)

$$Tbc2 = Nbc2 \times 525 \times b = 1 \times 525 \times 0,5 = 262,500 \text{ N}$$

Tegangan karena *Discharge Plow* (Tpl)

$$Tpl = (Npl \times Bp \times b) \times 9,807 = (0 \times 89,290 \times 0,5) \times 9,807 = 0 \text{ N}$$

Total tegangan pada titik akhir *carry run* (T11)

$$T11 = Tcx + Tp + Tam + Tsb + Tbc1 + Tbc2$$

$$T11 = 1796,901 + 1549,506 + 11,468 + 263,633 + 0 + 262,500 = 3884,007 \text{ N}$$

Tegangan karena *belt sag* - Tsg

$$Tsg = 6,25 \times (Wb + Wm) \times Si \times 9,807 = 6,25 \times (7,5 + 5,10) \times 1,2 \times 9,807$$

$$= 1773,792 \text{ N}$$

Tegangan karena berat belt dan *return belt* - Tb - N

$$Tb = Hx \times Wb \times 9,807 = 5,197 \times 7,5 \times 9,807 = 354,217 \text{ N}$$

Tegangan karena gesekan dari *return idlers* - Tyx - N

$$Tyx = Lx \times 0,015 \times Wb \times Kt \times 9,807 = 17,777 \times 0,015 \times 7,5 \times 1,0 \times 9,807$$

$$Tyx = 19,613 \text{ N}$$

Slack side tension due to belt sag etc. N

$$T21 = Tsg + Tb - Tyx = 1773,792 + 354,217 - 19,613 = 2108,396 \text{ N}$$

$$TE = T_{11} - T_{21} = 3884,007 - 2108,396 = 1774,171 \text{ N}$$

Slack side tension due to belt wrap (T22)

$$T_{22} = C_w \times TE = 1,20 \times 1774,171 = 2129,005 \text{ N}$$

Tight side tension (T1)

$$T_1 = TE + T_2 = 1774,171 + 2129,005 = 3903,175 \text{ N}$$

Tegangan maximum belt conveyot (Tmax)

$$T_{max} = (0,001 \times T_1) / b = (0,001 \times 3903,175) / 0,5 = 7,806 \text{ kN/m}$$

e. Pemilihan belt

Karena tegangan maksimum belt yang terjadi lebih kecil dari pada tegangan izin belt, maka tegangan belt aman terhadap tegangan yang diizinkan.

$$T_{max} < T \text{ izin}$$

$$7,806 \text{ kN/m} < 50 \text{ kN/m}$$

f. Pemilihan Motor [7]

Daya yang digunakan untuk penggerak belt (PB)

$$PB = 0,001 \times TE \times V = 0,001 \times 1774,171 \times 1,5 = 2,661 \text{ kW}$$

Drive Pulley loss

$$PL = 1 \times 90 \times 9,807 \times 0,001 \times V = 1 \times 90 \times 9,807 \times 0,001 \times 1,5 = 1,324 \text{ kW}$$

Kecepatan reduction loss (PR)

$$PR = 5\% (PB + PL) = 5\% (2,661 + 1,324) = 0,199 \text{ kW}$$

Daya yang dibutuhkan pada poros motor (Pshaft)

$$P_{shaft} = PB + PL + PR = 2,661 + 1,324 + 0,199 = 4,184 \text{ kW}$$

Daya minimum motor yang akan digunakan

$$P_m = P_{shaft} \times E_f = 4,184 \times 0,9 = 4,649 \text{ kW}$$

Berdasarkan hasil perhitungan daya motor yang akan digunakan untuk menggerakkan belt conveyor 1 (BC 01) sepanjang 17 meter dengan kemiringan belt conveyor 17o adalah 4,649 kW. Dan berdasarkan dengan daya motor yang ada di pasaran tidak terdapat daya 4,649 maka kami memilih motor dengan daya 5,5 kW.

B. Perhitungan Belt Conveyor 2 (BC-02)

Direncanakan : L = 13 m

a. Massa material Batu (Wm)

$$W_m = 0,278 \times TV = 0,278 \times 27,51,5 \text{ m/s} = 5,10 \text{ Kg/m}$$

b. Total beban idler (Wi)

$$W_i = W_m + W_b = 5,10 \text{ Kg/m} + 75 \text{ Kg/m} = 12,60 \text{ Kg/m}$$

c. Idler Selection

$$\text{Lump adjustment factor (K1)} = 0,1$$

$$\text{Service factor (K3)} = 1,1$$

Kecepatan belt yang dipilih berdasarkan kecepatan design (v) = 1,136 m/s.

Diameter roll belt yang dipilih = 4 inch

Factor koreksi kecepatan belt (K4) = 0,8

Beban actual idler (IL)

$$IL = (W_b + W_m) \times S_i = (5,10 \text{ kg/m} + 7,5 \text{ kg/m}) \times 1,2 \text{ m} = (12,60 \text{ kg/m}) \times 1,2 \text{ m} = 15,12 \text{ kg}$$

Beban yang disesuaikan (AL)

$$AL = IL \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4 = 15,12 \times 0,1 \times 1,1 \times 1,1 \times 0,8 = 14,6$$

Dengan menggunakan nilai terbesar antara idler load (IL) dan adjusted load (AL) untuk idler yang layak dari beban idler dengan melihat Tabel CEMA 5-8 sampai 5-12 sehingga diperoleh 15,12 [6].

Diameter idler rolls selected = 5inch

Force to rotated idler (A_i) = 0,82 kg

Factor gesekan carrying idler (K_x)

$$K_x = 1,7 \times (0,00068 (W_b + W_m) + A_i / S_i)$$

$$K_x = 1,7 \times (0,00068 (7,5 + 5,10) + 0,82 / 1,2) = 1,7 \times (0,00068 (12,60) + 0,68)$$

$$K_x = 1,171 \text{ Kg}^2/\text{m}^2$$

Faktor gesekan Skirtboard (C_s) = 0,256

Kemiringan belt conveyor (K) = 17

Conveyor c/c along belt (L_x)

$$L_x = L \cos K = 13 \cos 17 = 13,594 \text{ meter}$$

Tinggi belt conveyor (H_1)

$$M = \tan 13 (17 \pi / 180) = 0,231 (17 \pi / 180) = 3,974 \text{ meter}$$

Tinggi total belt conveyor ($H_1 + H_2$) = 3,974 + 0 = 3,974 meter

d. Perhitungan tegangan belt

Jumlah dari loading points (N_i) = 1

Panjang Skirtboard (L_b) = 3 meter

Jumlah dari double bladed belt cleaner (N_{bc1}) = 0

Jumlah dari V belt cleaner (N_{bc2}) = 1

Jumlah dari Type Pulley A (N_A) = 1 Head Pully

Jumlah dari Type Pulley B (N_B) = 1 Tail and Take up pulley

Jumlah dari Type Pulley C (N_C) = 0 Bend and snap pulley

Factor gesekan dari belt dan material di atas idler (K_y) = 0,031

Tegangan minimal di titik awal carry run (T_3) or (T_t or T_o)

$$T_3 = 6,25 \times (W_b + W_m) \times S_i \times 9,807 = 6,25 \times (7,5 + 5,10) \times 1,2 \times 9,807$$

$$T_3 = 6,25 \times 12,60 \times 1,2 \times 9,807 = 932,468 \text{ N}$$

Tegangan karena gesekan di titik carry run (T_{fcx})

$$T_{fcx} = L_x \times (K_x + K_y (W_b + W_m)) \times 9,807$$

$$T_{fcx} = 13,594 \times (1,171 + 0,031 (7,5 + 5,10)) \times 9,807 = 168,998 \text{ N}$$

Tegangan karena beban di akhir carry run (T_{wcx})

$$T_{wcx} = H_x \times (W_b + W_m) \times 9,807$$

$$T_{wcx} = 3,974 \times (7,5 + 5,10) \times 9,807 = 490,992 \text{ N}$$

Tegangan karena gesekan di akhir carry run (T_{cx})

$$T_{cx} = T_3 + T_{fcx} + T_{wcx} = 932,468 + 168,998 + 490,992 = 1592,458 \text{ N}$$

Tegangan karena resistansi dari pully (T_p)

$$T_p = (N_A \times 90 + N_B \times 68 + N_C \times 45) \times 9,807$$

$$T_p = (1 \times 90 + 1 \times 68 + 0 \times 45) \times 9,807 = 1549,506 \text{ N}$$

Tegangan karena akselerasi material. (T_{am})

$$T_{am} = 0,278 \times N_i \times T \times V = 0,278 \times 1 \times 27,5 \times 1,5 \text{ } T_{am} = 11,468 \text{ N}$$

Tegangan karena gesekan skirtboard (T_{sb})

$$T_{sb} = 14,6 \times L_b \times (10,765 \times C_s \times h_s^2 + 6)$$

$$T_{sb} = 14,6 \times 3 \times (10,765 \times 0,276 \times 0,080^2 + 6) = 263,633 \text{ N}$$

Tegangan karena *double bladed belt cleaner* (T_{bc1})

$$T_{bc1} = N_{bc1} \times 875 \times b = 0 \times 875 \times 0,5 = 0 \text{ N}$$

Tegangan karena type V *belt cleaner* (T_{bc2})

$$T_{bc2} = N_{bc2} \times 525 \times b = 1 \times 525 \times 0,5 = 262,500 \text{ N}$$

Tegangan karena *Discharge Plow* (T_{pl})

$$T_{pl} = (N_{pl} \times B_p \times b) \times 9,807 = (0 \times 89,290 \times 0,5) \times 9,807 = 0 \text{ N}$$

Total tegangan di titik akhir *Carry run* (T_{11})

$$T_{11} = T_{cx} + T_p + T_{am} + T_{sb} + T_{bc1} + T_{bc2}$$

$$T_{11} = 1592,458 + 1549,506 + 11,468 + 263,633 + 0 + 262,500$$

$$T_{11} = 3679,565 \text{ N}$$

Tegangan karena *belt sag* – (T_{sg})

$$T_{sg} = 6,25 \times (W_b + W_m) \times S_i \times 9,807 = 6,25 \times (7,5 + 5,10) \times 1,2 \times 9,807$$

$$T_{sg} = 1773,792 \text{ N}$$

Tegangan karena *Wb. of return belt* (T_b)

$$T_b = H_x \times W_b \times 9,07 = 3,974 \times 7,5 \times 9,807 = 270,872 \text{ N}$$

Tegangan karena gesekan *return idlers* (T_{yx})

$$T_{yx} = L_x \times 0,015 \times W_b \times K_t \times 9,807 = 13,594 \times 0,015 \times 7,5 \times 1,0 \times 9,807$$

$$T_{yx} = 13,897 \text{ N}$$

Slack side tension due to belt sag etc.

$$T_{21} = T_{sg} + T_b - T_{yx} = 1773,792 + 270,872 - 13,897 = 2030,767$$

$$T_E = T_{11} - T_{21} = 3697,565 - 2030,767 = 1648,797$$

Slack side tension due to belt wrap (T_{22})

$$T_{22} = C_w \times T_E = 1,20 \times 1648,797 = 1978,556 \text{ N}$$

Tight side tension (T_1)

$$T_1 = T_E + T_2 = 1648,797 + 1978,556 = 3679,564 \text{ N}$$

Tegangan maksimum belt (T_{max})

$$T_{max} = (0,001 \times T_1) / b = (0,001 \times 3679,564) / 0,5 = 7,359 \text{ kN/m}$$

e. Pemilihan belt

Karena tegangan maksimum belt yang terjadi lebih kecil dari pada tegangan izin belt, maka tegangan belt aman terhadap tegangan belt yang diizinkan.

$$T_{max} < T \text{ izin}$$

$$7,806 \text{ kN/m} < 50 \text{ kN/m}$$

f. Pemilihan Motor

Daya yang digunakan untuk penggerak belt (P_B) = kW

$$P_B = 0,001 \times T_E \times V = 0,001 \times 1648,797 \times 1,5 = 2,473 \text{ kW}$$

Drive Pulley loss (P_L) = kW

$$P_L = 1 \times 90 \times 9,807 \times 0,001 \times V = 1 \times 90 \times 9,807 \times 0,001 \times 1,5 = 1,324 \text{ kW}$$

Kecepatan reducer (P_R) = kW

$$P_R = 5\% (P_B + P_L) = 5\% (2,473 + 1,324) = 0,190 \text{ kW}$$

Daya yang dibutuhkan pada poros motor (P_{shaft}) = kW

$$P_{shaft} = P_B + P_L + P_R = 2,473 + 1,324 + 0,190 = 3,987 \text{ kW}$$

Daya minimum motor yang akan digunakan

$$P_m = P_{shaft} \times E_f = 3,987 \times 0,9 = 4,440 \text{ kW}$$

Berdasarkan hasil perhitungan daya motor yang akan digunakan untuk menggerakkan belt conveyor 1 (BC 01) sepanjang 13 meter dengan kemiringan belt conveyor 17o adalah 4,440 kW. Dan berdasarkan dengan daya motor yang ada di pasaran tidak terdapat daya 4,440 maka kami memilih motor dengan daya **5,5 kW**.

C. Perhitungan Belt Conveyor 03 (BC-03) [5]

Direncanakan : $L = 10 \text{ m}$

a. Massa material (W_m)

$$W_m = 0,278 \times TV = 0,278 \times 27,51,5 \text{ m/s} = 5,10 \text{ Kg/m}$$

b. Total beban idler (W_i)

$$W_i = W_m + W_b = 5,10 \text{ Kg/m} + 75 \text{ Kg/m} = 12,60 \text{ Kg/m}$$

c. Idler Selection

Lump adjustment factor (K_1) = 0,1

Service factor (K_3) = 1,1

Faktor koreksi kecepatan belt (K_4) = 0,8

Beban actual idler (I_L)

$$I_L = (W_b + W_m) S_i = (5,10 \text{ kgm} + 7,5 \text{ kgm}) 1,2 \text{ m} = (12,60 \text{ kgm}) 1,2 \text{ m} = 15,12 \text{ kg}$$

Beban yang disesuaikan (A_L)

$$A_L = I_L \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4 = 15,12 \times 0,1 \times 1,1 \times 1,1 \times 0,8 = 14,6$$

Dengan menggunakan nilai terbesar antara idler load (I_L) dan adjusted load (A_L) untuk idler yang layak dari beban idler dengan melihat Tabel CEMA 5-8 sampai 5-12 sehingga diperoleh 15,12 [6].

Faktor gesekan *Carrying idler* (K_x)

$$K_x = 1,7 \times (0,00068 (W_b + W_m) + A_i / S_i)$$

$$K_x = 1,7 \times (0,00068 (7,5 + 5,10) + 0,821,2) = 1,7 \times (0,00068 (12,60) + 0,68)$$

$$K_x = 1,171 \text{ Kg}^2/\text{m}^2$$

Faktor gesekan *Skirtboard* (C_s) = 0,256

Panjang *Conveyor c/c horizontal* (L) = 10 meter

Conveyor c/c along belt (L_x) $L_x = L \cos K$

$$L_x = 10 \cos 17 = 10,457 \text{ meter}$$

Tinggi conveyor (H_1)

$$M = \tan 10 (17 \pi / 180) M = 0,176 (17 \pi / 180) = 3,057 \text{ meter}$$

Tripper lifting (H_2) = 0 (tidak ada)

Total ketinggian belt conveyor

$$(H_1 + H_2) = 3,057 + 0 = 3,057 \text{ meter}$$

d. Tension Calculation

Jumlah dari discharge plow = 0

Jumlah dari *loading points* (N_i) = 1

Panjang *Skritboard* (L_b) = 3 meter

Jumlah dari *double bladed belt cleaner* (N_{bc1}) = 0

Jumlah dari *V belt cleaner* (N_{bc2}) = 1

Jumlah dari *Type Pulley A* (N_A) = 1 Head Pully

Jumlah dari *Type Pulley B* (N_B) = 1 Tail and Take up pulley

Jumlah dari *Type Pulley C* (N_C) = 0 Bend and snap pulley

Faktor gesekan dari belt dan material di atas idler (K_y) = 0,031

Tegangan minimal di titik awal *carry run* (T_3) or (T_t or T_o)

$$T_3 = 6,25 \times (W_b + W_m) \times S_i \times 9,807$$

$$T_3 = 6,25 \times (7,5 + 5,10) \times 1,2 \times 9,807 = 6,5 \times 12,60 \times 1,2 \times 9,807$$

$$T_3 = 932,468 \text{ N}$$

Tegangan dari gesekan di titik *carry run* (T_{fcx}) $T_{fcx} = L_x \times (K_x + K_y$

$$(W_b + W_m)) \times 9,807 \quad T_{fcx} = 10,457 \times (1,171 + 0,031 (7,5 + 5,10)) \times$$

$$9,807 \quad T_{fcx} = 129,395 \text{ N}$$

Tegangan dari beban di titik akhir *carry run* (T_{wcx}) = Newton

$$T_{wcx} = H_x \times (W_b + W_m) \times 9,807 = 3,057 \times (7,5 + 5,10) \times 9,807 = 377,686 \text{ N}$$

Tegangan dari gesekan dan beban di titik akhir *carry run* (T_{cx}) = N

$$T_{cx} = T_3 + T_{fcx} + T_{wcx} = 932,468 + 129,395 + 377,686 = 1439,549 \text{ N}$$

Tegangan dari resistansi pulley (T_p)

$$T_p = (N_A \times 90 + N_B \times 68 + N_C \times 45) \times 9,807$$

$$T_p = (1 \times 90 + 1 \times 68 + 0 \times 45) \times 9,807 = 1549,506 \text{ N}$$

Tegangan dari akselerasi material. (T_{am})

$$T_{am} = 0,278 \times N_i \times T \times V = 0,278 \times 1 \times 27,5 \times 1,5 \quad T_{am} = 11,468 \text{ N}$$

Tegangan dari gesekan *skirtboard* (T_{sb})

$$T_{sb} = 14,6 \times L_b \times (10,765 \times C_s \times h_s^2 + 6)$$

$$T_{sb} = 14,6 \times 3 \times (10,765 \times 0,276 \times 0,0802 + 6) = 263,633 \text{ N}$$

Tegangan dari *double bladed belt cleaner* (T_{bc1})

$$T_{bc1} = N_{bc1} \times 875 \times b = 0 \times 875 \times 0,5 = 0 \text{ N}$$

Tegangan dari tipe V *belt cleaner* (T_{bc2})

$$T_{bc2} = N_{bc2} \times 525 \times b = 1 \times 525 \times 0,5 = 262,500 \text{ N}$$

Tegangan dari *Discharge Plow* (T_{pl})

$$T_{pl} = (N_{pl} \times B_p \times b) \times 9,807 = (0 \times 89,290 \times 0,5) \times 9,807 = 0 \text{ N}$$

Total tegangan di titik akhir *Carry run* (T_{11})

$$T_{11} = T_{cx} + T_p + T_{am} + T_{sb} + T_{bc1} + T_{bc2}$$

$$T_{11} = 1439,549 + 1549,506 + 11,468 + 263,633 + 0 + 262,500$$

$$T_{11} = 3526,655 \text{ N}$$

Tegangan dari *belt sag* (T_{sg})

$$T_{sg} = 6,25 \times (W_b + W_m) \times S_i \times 9,807 = 6,25 \times (7,5 + 5,10) \times 1,2 \times 9,807$$

$$T_{sg} = 1773,792 \text{ N}$$

Tegangan dari *Wb. of return belt* (T_b)

$$T_b = H_x \times W_b \times 9,807 = 3,057 \times 7,5 \times 9,807 = 224,85 \text{ N}$$

Tegangan dari gesekan *return idlers* (T_{yx})

$$T_{yx} = L_x \times 0,015 \times W_b \times K_t \times 9,807 = 10,457 \times 0,015 \times 7,5 \times 1,0 \times 9,807$$

$$T_{yx} = 11,537 \text{ N}$$

Tegangan *Slack side due to belt sag etc.*

$$T_{21} = T_{sg} + T_b - T_{yx} = 1773,792 + 224,85 - 11,537 = 1987,105$$

W

$$T_E = T_{11} - T_{21} = 3526,665 - 1987,105 = 1539,56$$

Slack side tension due to belt wrap (T_{22})

$$T_{22} = C_w \times T_E = 1,20 \times 1539,56 \quad T_{22} = 1847,472 \text{ N}$$

Tight side tension (T_1)

$$T_1 = T_E + T_{22} = 1539,56 + 1847,472 = 3387,032 \text{ N}$$

Tegangan maksimum belt (T_{max})

$$T_{max} = (0,001 \times T_1) / b = (0,001 \times 3387,032) / 0,5 = 6,774 \text{ kN/m}$$

e. Pemilihan belt

Karena tegangan maksimum belt yang terjadi lebih kecil dari pada tegangan izin belt, maka tegangan belt aman terhadap tegangan belt yang diizinkan.

$$T_{\max} < T_{\text{izin}}$$

$$7.806 \text{ kN/m} < 50 \text{ kN/m}$$

f. Pemilihan motor [7]

Daya yang digunakan untuk penggerak belt (PB) = kW

$$PB = 0,001 \times TE \times V = 0,001 \times 1539,56 \times 1,5 = 2,309 \text{ kW}$$

Drive Pulley loss (PL) = kW

$$PL = 1 \times 90 \times 9,807 \times 0,001 \times V = 1 \times 90 \times 9,807 \times 0,001 \times 1,5 = 1,324 \text{ kW}$$

Kecepatan reducer (PR) = kW

$$PR = 5\% (PB + PL) = 5\% (2,309 + 1,324) = 0,181 \text{ kW}$$

Daya motor yang akan digunakan (Pshaft) = kW

$$P_{\text{shaft}} = PB + PL + PR = 2,309 + 1,324 + 0,181 = 3,814 \text{ kW}$$

Daya minimum motor yang akan digunakan

$$P_m = P_{\text{shaft}} \times E_f = 3,814 \times 0,9 = 4,237 \text{ kW}$$

Berdasarkan hasil perhitungan daya motor yang akan digunakan untuk menggerakkan belt conveyor 1 (BC 01) sepanjang 17 meter dengan kemiringan belt conveyor 17o adalah 4.237 kW. Dan berdasarkan dengan daya motor yang ada di pasaran tidak terdapat daya 4.237 maka kami memilih motor dengan daya **5,5 kW**.

D. Perhitungan Belt Conveyor 04 (BC 04)

Sehubungan dengan ini type belt conveyor 03 dan belt conveyor 04 memiliki spesifikasi yang sama sehingga daya motor yang digunakan untuk menggerakkan belt conveyor 04 adalah **5,5 kW**.

IV. KESIMPULAN

Dari hasil analisa teori yang telah dilakukan, kami dapat menyimpulkan bahwa :

- Hasil perhitungan daya motor untuk menggerakkan belt conveyor 1 (BC 01) sepanjang 17 meter dengan kemiringan belt conveyor 17o , jarak antar idler 1,2 meter dan tegangan maksimum yang terjadi pada belt sebesar 7.806 kN/m maka motor yang digunakan sebesar **5,5 kW**.
- Hasil perhitungan daya motor untuk menggerakkan belt conveyor 2 (BC 02) sepanjang 13 meter dengan kemiringan belt conveyor 17o , jarak antar idler 1,2 meter dan tegangan maksimum yang terjadi pada belt sebesar 7.806 kN/m maka motor yang digunakan sebesar **5,5 kW**.
- Hasil perhitungan daya motor untuk menggerakkan belt conveyor 3 (BC 03) dan 4 (BC 04) sepanjang 10 meter dengan kemiringan belt conveyor 17o, jarak antar idler 1,2 meter dan tegangan maksimum yang terjadi pada belt sebesar 7.806 kN/m maka motor yang digunakan sebesar **5,5 kW**.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] D. Poirier, "Conveyor dryers," in *Handbook of Industrial Drying, Fourth Edition*, 2014.
- [2] T. F. George, R. R. Letfullin, and G. Zhang, *Bulk metallic glasses*. 2011.
- [3] M. S. Lozier, "Deconstructing the conveyor belt," *Science*. 2010.
- [4] A. Gupta and D. Yan, "Chapter 4 - Jaw Crusher," in *Mineral Processing Design and Operations - 2nd Edition*, 2016.
- [5] G. Velmurugan, E. Palaniswamy, M. Sambathkumar, R. Vijayakumar, and T. M. Sakthimuruga, "Conveyor Belt Troubles (Bulk Material Handling)," *Int. J. Emerg. Eng. Res. Technol.*, 2014.
- [6] R. T. C. SWINDERMAN and C. E. M. Association, "Belt Conveyors for Bulk Materials," *Channers Publ. Company, Inc*, vol. 6, p. 567, 2014.
- [7] R. Nur and M. A. Suyuti, *Perancangan mesin-mesin industri*. Deepublish, 2018.