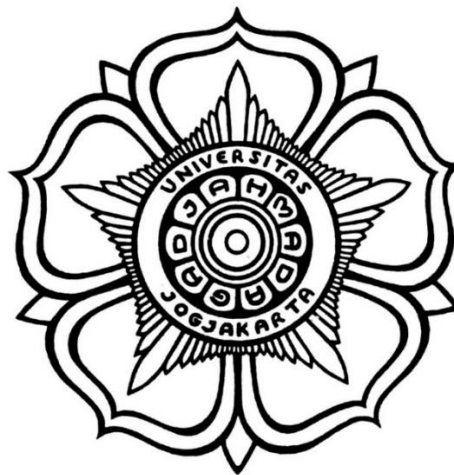


SKRIPSI

**PERANCANGAN MESIN PENERING MI SOHUN DENGAN
KAPASITAS 23,3 KG/SIKLUS (STUDI KASUS : BADAN USAHA MILIK
DESA (BUMDES) M.A.S. DI DESA KARANGPUCUNG, KECAMATAN
TAMBAK, KABUPATEN BANYUMAS, JAWA TENGAH)**

No. Soal : TKM164526 / II – 2019 / 2020 / FZN / 03 / 07 / 10.02 / 2020



Disusun oleh :

Aditya Ramadhona

16/405732/TK/45404

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN DAN INDUSTRI
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS GADJAH MADA
YOGYAKARTA**

2020

LEMBAR PENGESAHAN

Diajukan untuk memenuhi
persyaratan Guna memperoleh
gelar SARJANA di Program
Studi Teknik Mesin
Departemen Teknik Mesin dan
Industri Fakultas Teknik
Universitas Gadjah Mada
Yogyakarta

Disusun oleh :

Nama : Aditya Ramadhona

NIM : 16/405732/TK/45404

Disetujui untuk diuji

Dosen Pembimbing

Acc. U/ diuji

29 Juli 2020



Fauzun, S.T., M.T., Ph.D.

NIP. 197111261998031002

LEMBAR PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI

Saya yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama Mahasiswa : AdityaRamadhona

NIM : 16/405732/TK/45404

Tahun terdaftar : 2016

Program Studi : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Menyatakan dengan sesungguhnya bahwa dokumen ilmiah tugas akhir ini adalah hasil karya saya dan tidak terdapat bagian dari karya ilmiah yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar akademik kesarjanaan di Perguruan Tinggi, dan sepanjang pengetahuan saya tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau dipublikasikan oleh orang/ lembaga lain, kecuali yang tertulis disebutkan sumbernya dalam naskah dan daftar pustaka.

Dengan demikian saya menyatakan bahwa dokumen ilmiah ini bebas dari unsur-unsur plagiarisme dan apabila dokumen ilmiah tugas akhir ini dikemudian hari terbukti merupakan plagiarisme dari karya penulis lain, maka penulis bersedia menerima sanksi akademik dan/ atau sanksi hukum yang berlaku.

Yogyakarta, 23 Juli 2020



Aditya Ramadhona

NIM: 16/405732/TK/45404



UNIVERSITAS GADJAH MADA

FAKULTAS TEKNIK

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN DAN INDUSTRI

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN DAN PROGRAM STUDI TEKNIK INDUSTRI

NASKAH SOAL TUGAS AKHIR

Nama Mahasiswa : ADITYA RAMADHONA
Nomor Mahasiswa : 16/405732/TK/45404
Program Studi : TEKNIK MESIN – S1
Modul : PERPINDAHAN KALOR DALAM INDUSTRI
Nomor Soal : TKM164526 / II – 2019 / 2020 / FZN / 03 / 07 / 10.02 / 2020
Judul : PERANCANGAN MESIN PENGERING MI SOHUN DENGAN
KAPASITAS 23,3 KG/SIKLUS (STUDI KASUS : BADAN USAHA
MILIK DESA (BUMDES) M.A.S. DI DESA
KARANGPUCUNG, KECAMATAN TAMBAK,
KABUPATEN BANYUMAS, JAWA TENGAH)

Yogyakarta, 10 Februari 2020

Dosen Pembimbing,

Ir. Fauzun, S.T., M.T., Ph.D.,
IPM.

NIP 197111261998031002

HALAMAN PERSEMBAHAN

أَقْرَأُ بِأَسْمِ رَبِّكَ الَّذِي خَلَقَ

Bacalah dengan (menyebut) nama Tuhanmu Yang menciptakan (Al- Alaq : 1)

إِذَا مَاتَ الْإِنْسَانُ انْقَطَعَ عَمَلُهُ إِلَّا مِنْ ثَلَاثَةٍ مِنْ صَدَقَةٍ جَارِيَةٍ وَعِلْمٍ
يُنْتَفَعُ بِهِ وَوَلَدٍ صَالِحٍ يَدْعُو لَهُ

“Jika seseorang meninggal dunia, maka terputuslah amalannya kecuali tiga perkara (yaitu): sedekah jariyah, ilmu yang dimanfaatkan, atau do’a anak yang sholeh” (HR. Muslim no. 1631)

Skripsi ini saya persembahkan untuk agama saya, bangsa saya dan keluarga tercinta.

Terima kasih yang luar biasa atas semua support dari semua pihak yang sungguh banyak membantu saya dalam setiap proses kehidupan yang saya lalui.

Semoga Allah membalas setiap kebaikan Bapak, Ibu dan saudara sekalian

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan syukur alhamdulillah kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan kekuasaanNya, serta kemurahanNya, penulis dapat menyelesaikan persembahan tugas akhir yang berjudul “Perancangan Mesin Pengering Mi Sohun dengan Kapasitas 23,3 kg/siklus (Studi Kasus : Badan Usaha Milik Desa (BUMDes) M.A.S. di Desa Karangpucung, Kecamatan Tambak, Kabupaten Banyumas, Jawa Tengah)” ini dengan baik

Tugas akhir ini adalah syarat kelulusan untuk mendapat gelar Sarjana Strata Satu di Program Studi Teknik Mesin, Departemen Teknik Mesin dan Industri, Fakultas Teknik Universitas Gadjah Mada Yogyakarta.

Dalam penyusunan laporan tugas akhir ini, penulis mendapatkan bantuan dan dukungan dari berbagai pihak. Dalam kesempatan ini, penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada :

1. Bapak Prof. M. Noer Ilman, S.T., M.Sc., Ph.D. selaku Ketua Departemen Teknik Mesin dan Industri Fakultas Teknik Universitas Gadjah Mada
2. Bapak Fauzun, S.T., M.T., Ph.D. selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah memberikan waktu, arahan, motivasi serta nasehatnya sehingga laporan tugas akhir ini dapat terselesaikan tepat waktu.
3. Bapak Muslim Mahardika, S.T., M.Eng., Ph.D dan Akmal Irfan Majid, S.T., M.Eng. sebagai dosen pembimbing akademik yang telah memberikan bimbingan, motivasi dan nasehat yang luar biasa selama masa perkuliahan.
4. Segenap dosen pengajar di Departemen Teknik Mesin dan Industri Universitas Gadjah Mada yang telah memberikan ilmunya dengan ikhlas kepada penulis selama masa perkuliahan.
5. Badan Usaha Milik Desa (BUMDes) M.A.S Karangpucung yang telah memfasilitasi penulis dalam pembuatan alat ini.
6. Kedua orang tua penulis yang selalu menjadi motivasi dan telah memberikan nasihat, dukungan, doa dan kasih sayang yang tulus kepada penulis.

7. Seluruh pegawai di Departemen Teknik Mesin dan Industri Fakultas Teknik Universitas Gadjah Mada yang telah memberikan pelayanan terbaik dalam kegiatan-kegiatan akademis dan non-akademis.
8. Sahabat-sahabat terbaik penulis di Teknik Mesin UGM, Keluarga Muslim Teknik UGM, Pemuda Produktif, An-Nahl, Asrama Kader Surau, Asrama Taruna Juara, UKM Gama Cendekia yang telah memberikan warna tersendiri terhadap kehidupan perkuliahan empat tahun di UGM.
9. Kepada semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu atas motivasi dan bantuannya sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir ini dengan lancar.

Penulis menyadari bahwa penyusunan laporan tugas akhir ini masih jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis mengharapkan adanya kritikan dan saran yang membangun. Akhir kata, penulis berharap, laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi pembaca serta menambah hasanah keteknikan di masa yang akan datang.

Yogyakarta, 23 Juli 2020

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
LEMBAR PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI	iii
NASKAH SOAL TUGAS AKHIR	iv
HALAMAN PERSEMBAHAN	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR LAMPIRAN	xi
INTISARI	xii
ABSTRACT	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Penelitian	4
1.5 Manfaat Penelitian	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Metode Pengering Sohun	5
2.2 <i>Solar Collector</i>	8
BAB III DASAR TEORI	11
3.1. Sohun	11
3.2. Pengeringan	11
3.3. Alat Pengering	16

3.4.	Alat Penukar Panas (<i>Heat Exchanger</i>)	17
3.5.	<i>Solar Collector</i>	23
3.6	Kelembaban Udara Pengering	30
3.7	Bahan Bakar Sekam Padi	32
BAB IV METODOLOGI		33
4.1	Metodologi Penelitian	33
4.2	Gambaran Teknologi	35
4.3	Diagram Alir	36
BAB V HASIL DAN PEMBAHASAN		37
5.1	Perancangan Alat Pengering	37
5.2	Energi kalor yang dibutuhkan	38
5.3	Perancangan Heat Exchanger	46
5.4	<i>Pressure Drop</i> pada pompa	57
5.5	Rancangan Solar Collector	58
5.6	Gambaran Proses aliran udara pengering pada Diagram <i>Psychrometric</i>	68
5.7	Pemilihan Drum Boiler dan Bahan bakar	70
BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN		72
6.1	Kesimpulan	72
6.2	Saran	73
DAFTAR PUSTAKA		75
LAMPIRAN		77

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Alat pengering sohun dengan mesin <i>hybrid</i> tipe konveyor	5
Gambar 2.2 Sketsa solar collector dengan sirip searah aliran	8
Gambar 2.3 Sketsa <i>mechanical ventilation solar collector</i> dengan sirip	9
Gambar 3.1 Ilustrasi alat penukar kalor paralel dan berlawanan	17
Gambar 3.2 Grafik temperaur keluar dan masuk alat penukar kalor tipe berlawanan	18
Gambar 3.3 Grafik temperatur keluar dan masuk alat penukar kalor tipe paralel	18
Gambar 3.4 Ilustrasi alat penukar kalor aliran menyilang	19
Gambar 3.5 Sudut sudut radiasi surya	24
Gambar 3.6 Diagram <i>psycometeric</i>	30
Gambar 4.1 Skema rancangan alat pengering	35
Gambar 5.1 Skema perpindahan kalor pada alat pengering	36
Gambar 5.2 Ilustrasi proses penguapan oleh udara pengering	37
Gambar 5.3 Ilustrasi suhu fluida masuk-keluar <i>heat exchanger</i>	46
Gambar 5.4 Ilustrasi <i>heat exchanger</i> tipe <i>cross flow</i>	47
Gambar 5.5 Ilustrasi aliran udara pengering	66
Gambar 5.6 Ilustrasi aliran udara pengering di <i>Solar Collector</i>	66
Gambar 5.7 Ilustrasi aliran udara pengering di <i>Heat Excahnger</i>	66
Gambar 5.8 Ilustrasi aliran udara pengering di Ruang Pengering	67
Gambar 5.9 Diagram <i>Psycometric</i>	68

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1. Properti Logam	76
Lampiran 2. Properti of Material Bangunan	77
Lampiran 3. Properti Air Jenuh	78
Lampiran 4. Properti Udara pada Tekanan 1 atm	79
Lampiran 5. Properti Radiasi Matahari pada Material	80
Lampiran 6. Diagram Psycometric pada Tekanan 1 atm	81
Lampiran 7. Faktor <i>Fouling</i> pada <i>Heat Exchanger</i>	82
Lampiran 8. Faktor Koreksi <i>Heat Exchanger</i>	83
Lampiran 9. Diagram Rasio Absorbsivitas Matahari dan Absorbsivitas Normal	84
Lampiran 10. Diagram Transmisivitas Kaca	85
Lampiran 11. Diagram Sudut Efektif Insidensi Radiasi Difusi Isotropik dan Radiasi <i>Ground Reflected</i> Isotropik pada Permukaan Miring	86
Lampiran 12. Gambar Teknik Alat Pengering	87

INTISARI

Salah satu jenis usaha yang banyak digarap oleh BUMDes adalah Industri pangan, yang salah satunya adalah industri pembuat sohun. Pada umumnya, proses produksi sohun dilakukan dalam empat tahap utama, yakni: pencucian aci, pemasakan, pengekstrusian, dan pengeringan. Proses pengeringan menjadi proses yang paling menentukan kualitas akhir sohun dibandingkan dengan semua proses lainnya. Pada umumnya proses pengeringan menggunakan cara-cara pengeringan alami, yaitu dengan menggunakan cara penjemuran di bawah terik matahari. Teknik pengeringan dengan cara ini memiliki permasalahan tersendiri, seperti memerlukan luas lahan yang tidak sedikit, waktu yang cukup lama, serta cuaca yang tidak menentu. Permasalahan ini sudah menjadi permasalahan sehari-hari di BUMDes M.A.S Karangpucung. Akibatnya, semua proses lainnya juga ikut terhambat dan jumlah hasil produksipun menjadi tidak menentu. Melalui permasalahan yang ada maka dilakukan upaya untuk meningkatkan hasil produksi dengan menghilangkan *bottle neck* pada proses pembuatan sohun dengan merancang alat pengering sohun tipe rak menggunakan komponen pemanas, *heat exchanger* dan *solar collector*.

Proses desain dimulai dengan studi literatur dan pengumpulan data yang akan digunakan saat mendesain, seperti temperatur pemanasan maksimal sohun, kondisi cuaca lingkungan sekitar lokasi dan permintaan dari BUMDes. Kemudian data tersebut diolah untuk mendapatkan ukuran dan material untuk alat pengering, komponen pemanas, dan komponen pendukung yang tepat.

Pada penelitian ini dihasilkan sebuah rancangan alat pengering sohun tipe rak yang mampu mengeringkan sohun basah sebanyak 75,88 kg/jam dengan dimensi ruang pengering 2400x2500x2400 mm dengan material utama *stainless steel*. Sedangkan untuk *heat exchanger* didapatkan hasil rancangan kebutuhan pipa sebanyak 149 pipa dan 60 *fin* bermaterial tembaga dengan dimensi total 2,4x0,5x0,5 m. Sedangkan *solar collector* berdimensi pelat utama 2250x 2600 mm bermaterial seng disusun dengan kemiringan 32° terhadap garis horizontal

Kata kunci : Alat pengering, *heat exchanger*, *solar collector*, sohun

ABSTRACT

One of the types of businesses that are undertaken by BUMDes is the food industry, one of which is the vermicelli-making industry. In general, the vermicelli production process is carried out in four main stages, which are: washing, cooking, extruding, and drying. The drying process is the process that determines the final quality of vermicelli compared to all other processes. In general, the drying process uses natural methods, that means drying with solar. This drying technique has its own problems, such as requiring a large amount of land, a long time, and uncertain weather. These problems have become a daily problems in BUMDes M.A.S Karangpucung. As a result, all other processes are also hampered and the amount of production becomes uncertain. Through the existing problems, efforts were made to increase production by eliminating bottle necks in the process of making vermicelli by designing rack type vermicelli dryer using heating components, like heat exchangers and solar collectors.

The design process begins with the study of literature and collecting the data that will be used for designing, such as the maximum heating temperature of vermicelli, the weather conditions of the environment around the location and the demand from BUMDes. Then, the data are processed to get the right size and material for dryer, heating components and choosing supporting components.

In this research, the dryer is able to dry wet vermicelli as much as 75.88 kg / hr with the dimensions of the main drying room is 2400x2500x2400 mm with the main material is stainless steel. Whereas the heat exchanger design needs 149 copper pipes and 60 copper fins with a total dimension is 2.4x0.5x0.5 m. Meanwhile, the solar collector dimensions for the main plate is 2250x 2600 mm with zinc material which arranged with a slope of 32 ° to the horizontal line.

keywords : dryer, heat exchanger, solar collector, vermicelli

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sebagai salah satu negara berkembang, Indonesia tentu belum lepas dari permasalahan-permasalahan sosial, seperti kemiskinan dan lain sebagainya. Setidaknya, dari total 260 juta penduduk Indonesia, 25 juta diantaranya tergolong sebagai penduduk miskin (Badan Pusat Statistik, 2019). Upaya untuk mengurangi angka kemiskinan tersebutpun terus dilakukan, diantaranya dengan mengoptimalkan potensi lokal melalui pembangunan Badan Usaha Milik Desa (BUMDes) untuk meningkatkan pendapatan masyarakat di daerah pedesaan.

Di Indonesia, peranan BUMDes yang pada umumnya adalah industri kecil menengah sangatlah besar dalam pertumbuhan ekonomi nasional. Jenis-jenis usaha yang dilakukan BUMDes-pun beragam. Salah satu jenis usaha yang banyak digarap oleh BUMDes adalah industri pangan. Berdasarkan survey yang dilakukan pada tahun 2010, tercatat terdapat 929.910 unit industri pangan di Indonesia yang tentunya terus mengalami pertumbuhan (Aminah, 2013). Industri pangan yang mengalami perkembangan di Indonesia salah satunya adalah industri sohun. Industri sohun akan terus mengalami perkembangan dilihat dari peluang pasar yang masih banyak terbuka baik di pasar lokal maupun ekspor yang ditandai dengan produk-produk pangan yang semakin banyak menggunakan produk sohun seperti produk sohun instan maupun makanan yang disajikan di rumah makan (Departemen Perdagangan dan Perindustrian RI, 2002)

Sohun adalah produk mi kering yang dibuat dari pati dengan bentuk khas (SNI 1995). Pada umumnya, proses pembuatan sohun di Indonesia masih dibuat secara tradisional. Dimana proses pembuatan tersebut diawali dengan mencampurkan pati kering dengan tergelatinisasi dengan perbandingan 9 :1. Kemudian campuran tersebut dilumatkan sebagai adonan pasta yang memiliki kadar air sebanyak 55%. Kemudian, adonan tersebut

diekstrusikan ke dalam air panas dan didinginkan dengan air. Setelah didinginkan, adonan tersebut dibekukan dengan *freezer* dan selanjutnya dilakukan proses *thawing* (Vasanthan dan Li 2003).

Proses pembuatan sohun di Indonesia masih menggunakan teknik pengeringan secara alami yaitu dengan sinar matahari. Teknik pengeringan dengan penjemuran tentu memerlukan luas lahan yang tidak sedikit karena banyaknya sohun basah yang perlu dikeringkan dan sumber daya manusia yang cukup besar karena dibutuhkan tenaga untuk menjemur dan mengangkat sohun-sohun tersebut. Selain itu, waktu yang dibutuhkan untuk melakukan pengeringan dengan sinar matahari juga tidak sebentar. Dibutuhkan sekitar lima puluh menit hingga satu jam agar sohun menjadi kering dan ditambah dengan waktu untuk mengangkat seluruh sohun yang telah kering tersebut. Di samping itu, hal yang menjadi masalah adalah cuaca yang tidak dapat diprediksi secara tepat. Cuaca yang mendung dan tidak adanya sinar matahari menghambat proses pengeringan dan dapat menambah waktu yang cukup lama agar proses pengeringan selesai. Permasalahan ini sudah menjadi permasalahan sehari-hari di BUMDes M.A.S Karangpucung, Kecamatan Tambak, Kabupaten Banyumas, Jawa Tengah. Akibatnya, semua proses lainnya juga ikut terhambat dan jumlah hasil produksipun menjadi tidak menentu.

Pada saat ini, BUMDes M.A.S. Karangpucung hanya mampu memproduksi sohun kering sebanyak 300 kilogram perhari. Padahal, permintaan sohun kering ke BUMDes tersebut dapat melebihi 1 ton per harinya. Bahkan, masih banyak sohun yang dijual di pasar-pasar sekitar Banyumas sendiri yang harus didatangkan dari luar Banyumas atau perusahaan-perusahaan swasta lainnya. Selain itu, tawaran untuk eksporpun terpaksa ditolak oleh BUMDes M.A.S. Karangpucung. Hal ini dikarenakan, BUMDes belum mampu memenuhi jumlah permintaan yang ada karena lambatnya proses pengeringan.

Sehingga, dengan permasalahan yang ada BUMDes M.A.S Karang Pucung melakukan kerjasama dengan UGM untuk merancang dan membuat

alat pengering sohun untuk meningkatkan hasil produksi dengan menghilangkan *bottle neck* pada proses pembuatan sohun.

1.2 Rumusan Masalah

Dengan permasalahan yang terjadi pada BUMDes M.A.S Karang pucung tersebut, maka akan dibuat alat pengering sohun yang mampu meningkatkan kapasitas proses pengeringan sohun di BUMDes tersebut dengan kemampuan mengeringkan sohun tanpa bergantung pada cuaca dan waktu kerja.

Alat pengering ini memanfaatkan panas matahari melalui *solar collector*, *heat exchanger* dan *boiler* air berbahan bakar sekam padi yang telah digunakan sebelumnya pada proses pemanasan sohun. Hal tersebut efektif digunakan, sebab fasilitas *boiler* telah dimiliki oleh BUMDes M.A.S. Karangpucung serta bahan bakar sekam yang melimpah di daerah tersebut.

Sehingga untuk itu, akan dilakukan perancangan alat pengering sohun tipe rak untuk meningkatkan kapasitas pengeringan.

1.3 Batasan Masalah

Untuk mengarahkan pembahasan pada tujuan yang jelas, maka perancangan alat pengering ini memiliki batasan permasalahan sebagai berikut :

1. Pendekatan yang dilakukan dalam perancangan alat ini adalah dengan menganalisa pengering tipe rak dengan sumber panas dari *heat exchanger* dan *solar collector* dengan kapasitas 100 *tray*.
2. Perancangan pengering sohun ini hanya ditinjau dari aspek termal/energi, tidak melibatkan aspek mekanikal, lingkungan, dan ekonomi.
3. Perancangan difokuskan pada penentuan dimensi *solar collector*, *heat exchanger*, dan ruang pengering, serta pemilihan peralatan pendukung seperti, pompa, *fan*, *exhaust fan* dan drum *boiler*.

4. Perhitungan yang melibatkan aliran fluida dan panas didasarkan pada kondisi *steady*.
5. Semua *physical properties* dalam perancangan alat ini dianggap konstan di setiap titik pada alat ini.
6. Kondisi udara luar dianggap tetap pada temperatur 30 °C dan kelembaban spesifik 70% .
7. Perancangan *heat exchanger* dilakukan dengan asumsi pencahayaan matahari dalam keadaan tidak maksimal sehingga *solar collector* diabaikan.
8. Temperatur sohun saat di ruang pengering adalah 45 °C

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian tugas akhir ini adalah menghasilkan rancangan alat pengering sohun yang sesuai dengan kualifikasi yang dibutuhkan di BUMDes M.A.S. Karangpucung.

1.5 Manfaat Penelitian

1. Bagi BUMDes, setelah perancangan alat ini selesai diharapkan BUMDes memiliki gambaran teknologi alat pengering yang dapat dibuat dan dikelola secara mandiri untuk meningkatkan hasil produksi dan memenuhi semakin banyak permintaan.
2. Bagi karyawan BUMDes M.A.S. Karangpucung dan masyarakat, racangan alat ini diharapkan sebagai ajang *transfer of knowledge* dari kampus ke masyarakat khususnya dalam pemanfaatan teknologi tepat guna dalam proses pembuatan sohun.
3. Bagi civitas akademika UGM, kegiatan ini sebagai ajang berkontribusi nyata kepada masyarakat melalui ilmu pengetahuan yang dimiliki.
4. Bagi pemerintah, kegiatan ini diharapkan menjadi salah satu upaya membantu pemerintah dalam meningkatkan kesejahteraan masyarakat desa, khususnya desa Karangpucung.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Metode Pengering Sohun

Yefri Chan dan Asyari Darius (2018) menganalisis alat pengeringan sohun mesin *hybrid* tipe konveyor otomatis. Mesin pengering tipe konveyor otomatis ini termasuk jenis pengeringan kontinyu/berkesinambungan (*continuous drying*), di mana pemasukan dan pengeluaran bahan berjalan terus. Alat pengering ini mempunyai dimensi total 8000 x 400x 950 mm, dengan panjang ruang pemanas 6000 mm tinggi 400 mm serta lebar 400 mm yang dilengkapi tungku gas dan menggunakan *polycarbonat* transparan sebagai penutup untuk ruang pengering.



Gambar 2.1 Alat pengering sohun dengan mesin *hybrid* tipe konveyor

Dalam proses pengeringannya, dibutuhkan waktu pengeringan maksimal selama 45,40 menit dengan kecepatan putar motor sebesar 24,9 rpm. Selain itu, agar pengeringan berlangsung secara merata pada setiap sohun, maka ketebalan sohun yang masuk konveyor diatur pada ketinggian 1,5cm. Laju pengeringan pada alat pengering ini diatur dengan mengatur kecepatan putar motor konveyor. Ada dua metode yang dilakukan dalam proses penelitian ini, yaitu dengan proses pengeringan dengan sinar matahari

dan dengan energi panas dari tungku. Pada pengujian pengeringan sinar matahari, sohun yang digunakan sebanyak 1000 gram dan massa air yang harus dihilangkan sebanyak 50%, yaitu 500 gram. Untuk satu kali siklus konveyor, diatur selama 30 menit dan didapatkan suhu rata-rata di dalam ruang pengering sebesar 51,2°C dengan intensitas matahari sebesar 1115 W/m². Sehingga, waktu pengeringan total yang dibutuhkan untuk menguapkan 500 gram air adalah selama 50 menit dengan laju pengeringan 10 gram/ menit. Sedangkan, pada proses pengeringan menggunakan energi panas dari tungku, sohun yang digunakan adalah sebanyak 2000 gram, dengan kadar air sebanyak 1000 gram. Dalam pengujian ini, didapatkan suhu ruang pengering menjadi 83,76°C dan waktu yang dibutuhkan untuk pengeringan selama 28,45 menit atau dengan laju pengeringan 35,14 gram / menit

Marman Wahyudi dan Kusningsih (2008) melakukan perancangan dan analisis teknik pengeringan mi sagu dengan menggunakan pengering rak. Pengering tipe rak memiliki ruang pengering atau tempat rak berukuran 50 cm x 30 cm x 30 cm. Sumber energi panas pada alat ini berasal dari elemen listrik yang dilengkapi *blower* untuk mengalirkan udara panas ke ruang pengering. Jumlah rak kawat yang dapat dimasukkan adalah 12 rak dengan ukuran 20 cm x 30 cm. Prinsip kerja pada alat ini adalah dengan pemindahan panas, yaitu dari elemen elektrik ke udara pengering. Kemudian udara pengering ini akan mengalir masuk ke ruang pengering kemudian terjadi perpindahan kalor dari udara pengering ke mi sagu yang kemudian temperatur mi sagu basah akan meningkat. Kadar air pada sohun dapat dihitung dengan Persamaan (2.1)

$$\text{Kadar air} = \frac{b-(c-a)}{c-a} \times 100\% \quad (2.1)$$

Dengan :

a : berat cawan kosong (g)

b : berat sampel basah (g)

c : berat cawan + sampel kering

Hasil pengukuran menunjukkan kadar air tertinggi, yaitu 12,10% diperoleh pada pengeringan dengan suhu 40°C selama 2 jam, sedangkan kadar air terendah (5,33%) pada perlakuan suhu 60°C dengan waktu 6 jam. Berdasarkan hasil penelitian tersebut, pengeringan dengan alat pengering rak ini dalam waktu 2 jam dengan suhu 40°C menghasilkan mi yang lebih kering daripada mi yang dijual dipasaran maupun standar SNI. Sehingga, daya simpan mi sagu kering tidak berbeda jauh dengan mi kering lainnya (mi, sohun, bihun)

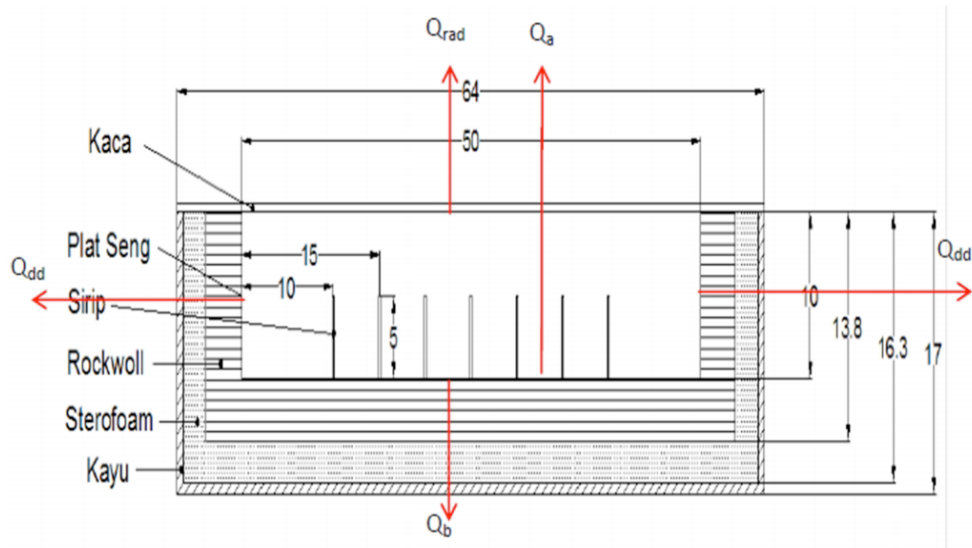
Gerardus Yosua dan Winiati P Rahau (2014) melakukan analisa pengeringan sohun secara bertahap dalam oven. Pengeringan dilakukan dengan menggunakan oven dengan dimensi 550mm x 500mm x 300mm. Oven dibuat dari bahan *stainless steel* bagian dalam dan baja bagian luar, yang dilengkapi dengan dua buah *fan* pada bagian atas dan bawah oven dan alas loyang *stainless steel* berpori dengan ukuran 60 mesh. Sohun basah yang telah dicetak ditelakkan dalam baki dengan ukuran 50cm x 60cm dan dikeringkan secara bertahap dengan 3 seri pengeringan . (A) 65°C-10 menit, 100°C-10 menit dan 140°C-5 menit, (B) 80°C-10 menit, 100°C-10menit dan 130°C-5 menit, (C) 80°C-15 menit dan 140°C-10 menit. Dari hasil analisa dan pengamatan, didapatkan seri pengeringan (B) direkomendasikan untuk digunakan. Sohun yang dihasilkan memiliki kadar air 13,09%

Berdasarkan beberapa penelitian diatas, dapat diketahui bahwa alat pengeringan sohun pada umumnya menggunakan alat pengeringan tipe rak dengan sumber panas dari tungku gas dan elemen pemanas listrik. Sehingga, masih sangat jarang perancangan alat pengering sohun dengan menggunakan *heat exchanger* dengan pemanas *boiler* berbahan bakar biomassa. Selain itu, alat pengering sohun juga masih sangat jarang dijumpai menggunakan *solar collector* sebagai elemen pemanas tambahannya. Sehingga, pada penelitian ini, peneliti mencoba untuk merancang alat pengering sohun dengan menggunakan elemen pemanas *heat exchanger* berbahan bakar sekam padi

dengan elemen pemanas tambahan berupa *solar collector*. Selain itu, secara umum, material yang digunakan oleh peneliti dalam perancangan alat ini mengacu kepada referensi yang ada. Hasil penelitian ini diharapkan dapat digunakan oleh peneliti selanjutnya sebagai bahan acuan atau referensi dalam perancangan alat pengering lainnya.

2.2 Solar Collector

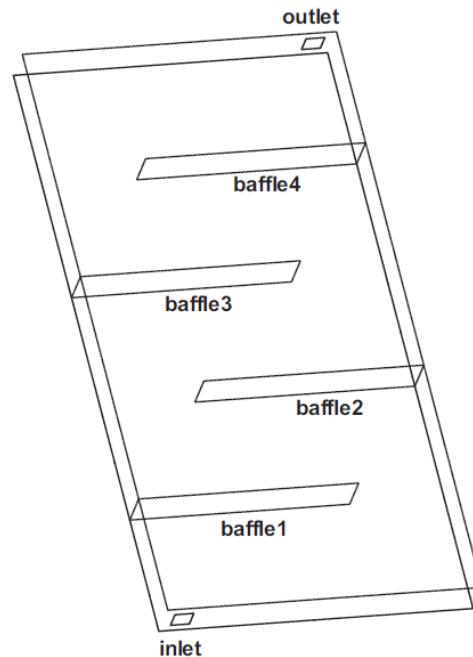
Fatimah,dkk (2017) melakukan perancangan pengering energi surya menggunakan kolektor dan kipas untuk pengeringan kakao fermentasi. Pada perancangan penelitian ini, dirancang *sollar collector* tipe plat datar yang dilengkapi dengan sirip yang terbuat dari aluminium siku yang dapat memperluas permukaan perpindahan kalor dan memperlambat laju aliran udara pengering. Ada beberapa pertimbangan penggunaan aluminium dalam rancangan ini, yaitu karena aluminium memiliki absorpsivitas tinggi, emisifitas rendah, tahan korosi dan mudah dibentuk serta banyak ditemui dipasaran. Tutup kolektor dipilih kaca bening *blue green*. Hal ini, dengan melakukan pertimbangan karena kaca bening memiliki sifat transmisivitas tinggi, absorpsivitas rendah, tahan panas dan banyak ditemui di pasaran. Isolator dipilih dengan berbagai pertimbangan, yakni konduktivitas termal rendah, mudah dibentuk, harga terjangkau dan mudah ditemui di pasaran. Selain itu, pada *solar collector* ini digunakan rangka, yang berguna untuk menahan beban dan membentuk *solar collector*. *Solar Collector* ini menggunakan tiga lapisan isolator, yakni kayu dengan daya hantar termal $0,19 \text{ W/mK}$, *styrofoam* $0,036 \text{ W/mK}$ dan *rockwool* $0,042 \text{ W/mK}$. Sket penampang kolektor surya tersebut dapat dilihat pada Gambar 2.2



Gambar 2.2 Sketsa solar collector dengan sirip searah aliran

Solar Collector tersebut memiliki panjang 2m, tinggi 0,2 m dan lebar 1m. Selain itu, kolektor dilengkapi dengan sirip dengan Panjang 5 m dan lebar 0,02m. kolektor ditempatkan dengan kemiringan 60° dan menggunakan penutup kaca bening setebal 8mm. Sehingga didapatkan temperatur tertinggi pada plat kolektor $56,7^\circ\text{C}$ dengan kalor terserap sebesar 953,725 Watt *heat loss* sebesar 128,119 W. Sehingga didapatkan efesiensi sebesar 71,37%

JianJun Hu, dkk (2012) melakukan analisa numerik terhadap *mechanical ventilation solar collector* dengan penambahan sirip internal. *Solar collector* yang diteliti memiliki dimensi 1m x 2m x 0,12m. *Solar collector* dilengkapi dengan beberapa sirip yang membagi ruang *solar collector* kedalam beberapa ruang dan menjadikan aliran berkelok-kelok. Sirip bertujuan untuk meningkatkan waktu udara berada di dalam ruang *solar collector* dan meningkatkan efesiensi pemanasan. Pelat yang digunakan adalah pelat yang dicoating dengan *black chromium coating*, sehingga memiliki *absorbtion rate* hingga 0,95. Bagian atas *solar collector* dan sirip menggunakan kaca dengan tebal 4mm. Sketsa *sollar collector* tersebut digambarkan pada Gambar 3.3



Gambar 2.3 Sketsa *mechanical ventilation solar collector* dengan sirip

Pada *solar collector*, kecepatan udara masuk sebesar 3 m/s ($19,44\text{ m}^3/(\text{h m}^2)$) dan *heat flux* pelat sebesar 765 W/m^2 . Dari analisa numerik didapatkan bahwa suhu tertinggi pada plat mencapai 150°C dan terjadi *heatloss* pada kaca penutup atas sebesar 550 W/m^2 .

Berdasarkan penelitian *solar collector* diatas, diketahui bahwa pada umumnya *solar collector* memiliki luas pelat cukup besar. Namun tinggi *solar collector* tidak lebih dari $0,2\text{ m}$. Hal ini menjadi referensi bagi penulis dalam merancang *solar collector*. Namun, dalam hal ini, peneliti merancang *solar collector* tidak hanya satu arah atau satu pintu masuk saja, tetapi peneliti merancang *solar collector* yang ditempatkan diatap yang memiliki 2 pintu udara masuk dan 2 bidang pelat yang berbeda arah. Sehingga hal ini, tentu memperluas permukaan transfer panas pada *solar collector*. Hasil penelitian ini diharapkan dapat menjadi acuan atau referensi bagi peneliti selanjutnya dalam merancang *solar collector*, khususnya pada alat pengering.

BAB III

DASAR TEORI

3.1. Sohun

Sohun merupakan suatu produk bahan makanan kering yang dibuat dari pati dengan bentuk khas (SNI 01-3723-1995). Sohun tidak hanya dapat dibuat dengan bahan dasar pati sagu, tetapi juga dapat dibuat dengan bahan lain, seperti umbi-umbian kacang hijau, aren, ubi jalar dan tapioka. Tetapi, di Indonesia, bahan baku sohun biasanya adalah pati sagu atau aren. Sedangkan di korea, bahan sagu biasanya adalah *sweet potato*. Dalam SNI 01-3723-1995, sohun memiliki syarat mutu tertentu, yaitu :

Tabel 3.1 Syarat mutu sohun berdasar SNI 01-3723-1995

No.	Kriteria Uji	Satuan	Persyaratan
1	Keadaan : 1.1 Bau 1.2 Rasa 1.3 Warna	-	Normal Normal Normal
2.	Uji tahan bentuk	-	Tidak hancur jika direndam dalam air selama 10 menit
3.	Air %	b/b	Maks 14,5
4.	Abu %	b/b	Maks 0,5

3.2. Pengeringan

Mi sohun yang ada di pasaran, pada umumnya merupakan mi basah. Sehingga memiliki umur penyimpanan yang pendek atau mudah rusak oleh bakteri dan jamur. Sehingga, untuk memperpanjang umur mi sohun, perlu dilakukan proses pengeringan terlebih dahulu sebelum mi sohun memasuki

proses pengepakan. Pengeringan adalah suatu metode pengeluaran air dari suatu bahan dengan cara menguapkan air tersebut. (Winarno dkk. 1980). Proses pengeringan biasanya dilakukan dengan dua tahap, yaitu proses pemanasan bahan basah dan proses penguapan air dari bahan. Dua fenomena ini terkait langsung dengan perpindahan panas ke dalam dan perpindahan massa ke luar. Perpindahan massa keluar adalah proses difusi air dari bahan ke udara pengering.

Dalam pengeringan bahan pangan, biasanya diinginkan kecepatan pengeringan yang maksimal. Oleh karena itu, dilakukan usaha yang optimal untuk mendapatkan kecepatan pengeringan yang maksimal.

Ada beberapa faktor yang mempengaruhi kecepatan pengeringan suatu bahan ,yaitu :

a. Luas Permukaan

Penguapan hanya akan terjadi pada permukaan. Sehingga air yang berada di tengah, akan mengalir secara bertahap ke arah permukaan dan kemudian menguap. Untuk mempercepat proses pengeringan, biasanya bahan dipotong kecil-kecil. Hal ini bertujuan untuk memperluas permukaan dari bahan yang akan dikeringkan. Selain itu, ukuran yang lebih kecil juga menjadikan jarak yang harus ditempuh panas menuju pusat bahan menjadi lebih singkat. Ukuran yang lebih kecil juga dapat memperkecil jarak yang harus ditempuh air untuk mencapai permukaan sebelum menguap.

b. Perbedaan suhu

Perbedaan suhu sangat menentukan kecepatan proses penguapan. Semakin besar perbedaan suhu, maka semakin cepat proses perpindahan kalor dan massa pada bahan. Sedangkan semakin kecil perbedaan suhu, maka akan semakin lama proses perpindahan massa dan kalor yang terjadi. Air yang menguap dari bahan akan menjadikan udara pengering menjadi semakin jenuh, Sehingga, mengurangi kemampuan udara untuk menangkap air. Tetapi, ada hal yang harus diwaspadai dalam menentukan perbedaan suhu ini. Apabila perbedaan

suhu terlalu tinggi, maka akan timbul fenomena *case hardening*, yaitu fenomena dimana bagian permukaan sudah kering, tetapi tidak diikuti oleh bagian dalam bahan.

c. Kecepatan Aliran Udara

Kecepatan udara sangat mempengaruhi proses pengeringan. Hal ini dikarenakan kecepatan udara pengering yang tinggi mampu mengambil uap air dari bahan lebih cepat dan mencegah terjadinya kejenuhan yang dapat memperlambat proses pengeringan. Apabila aliran udara pengering ini tersirkulasi dengan baik, maka proses pengeringan terjadi dengan baik.

d. Tekanan udara

Tekanan udara sangat berpengaruh terhadap kemampuan udara untuk menampung uap air. Semakin kecil tekanan udara, maka semakin besar kemampuan udara untuk menampung uap air. Hal ini karena, semakin kecil tekanan udara, artinya semakin kecil kerapatan udara. Sehingga memungkinkan untuk menampung uap air lebih banyak. Sedangkan, apabila tekanan udara tinggi, maka kerapatan udara semakin tinggi sehingga semakin sulit udara untuk menampung uap air.

Perpindahan panas dalam proses pengeringan dapat dikelompokkan dalam dua cara, yaitu cara pengeringan langsung dan cara pengeringan tak langsung. Proses pengeringan langsung terjadi ketika sumber panas berhubungan langsung dengan bahan yang hendak dikeringkan. Sedangkan proses pengeringan tak langsung terjadi ketika panas dari sumber panas dilewatkan melalui permukaan benda padat (konverter) terlebih dahulu. Sehingga, bahan akan berhubungan langsung dengan konverter tersebut. Setelah panas sampai ke bahan pangan, maka temperatur air pada bahan pangan akan naik, kemudian air akan bergerak menuju ke permukaan bahan dan menguap. Pergerakan air disebabkan oleh perbedaan konsentrasi larutan di setiap bagian bahan, absorpsi dari lapisan-lapisan permukaan komponen

padatan dari bahan dan perbedaan tekanan uap.

Proses pengeringan sohun dilakukan karena kandungan air pada benang sohun mencapai 55%. Proses pengeringan merupakan proses perpindahan panas dari sumber panas menuju ke sebuah permukaan benda sehingga kandungan air pada permukaan benda menguap. (Mahadi, 2007). Sedangkan Brooker dkk. (1992) menjelaskan bahwa pengeringan adalah proses perpindahan panas dan perpindahan massa secara bersamaan. Panas diperlukan untuk menguapkan air dari bahan. Proses pengeringan yang umumnya digunakan pada bahan pangan ada dua cara yaitu pengeringan dengan penjemuran langsung dibawah panas matahari dan pengeringan dengan alat pengering.

Proses pengeringan dengan cara penjemuran merupakan cara pengeringan dengan memanfaatkan panas matahari. Dua kategori terbesar pada pengeringan ini adalah pengering dengan aliran tenaga solar secara natural dan pengering dengan *forced convection solar*. Beberapa pengering yang tergolong dalam pengering sinar matahari adalah *greenhouse-type solar dryer*, *solar tunnel dryer*, dan *solar assisted dryer* (Bala, 2012). Sedangkan, mekanisme pengeringan buatan merupakan pengeringan dengan cara menghembuskan udara panas ke bahan pangan. Proses perpindahan panas terjadi karena suhu bahan pangan lebih rendah dari suhu udara yang dialirkan di sekeliling bahan. Faktor-faktor yang mempengaruhi pengeringan bahan pangan ada dua, yaitu faktor udara pengering dan faktor yang berhubungan dengan sifat sohun. Faktor udara pengering seperti suhu, kelembaban udara, dan kecepatan aliran massa udara pengering. Sedangkan, faktor yang berhubungan dengan sifat sohun seperti ukuran sohun, kadar air awal, dan tekanan parsial dalam sohun.

Teknik pengeringan dengan cara penjemuran membutuhkan luas lahan yang tidak sedikit karena banyaknya sohun basah yang harus dikeringkan. Selain itu, proses pengeringan dengan cara ini juga membutuhkan tenaga manusia yang banyak untuk melakukan proses pengangkutan sohun yang masih basah dan yang sudah kering. Selain itu,

waktu yang dibutuhkan untuk melakukan pengeringan dengan sinar matahari juga tidak sebentar. Hal ini membutuhkan sekitar lima puluh menit hingga satu jam agar sohun menjadi kering dan ditambah dengan waktu untuk mengangkut seluruh sohun yang telah kering tersebut. Di samping itu, hal yang menjadi masalah adalah cuaca yang tidak dapat diprediksi secara tepat. Cuaca yang mendung dan tidak adanya sinar matahari menghambat proses pengeringan dan dapat menambah waktu yang cukup lama agar proses pengeringan selesai.

Proses pengeringan buatan dilakukan dengan menggunakan alat pengering. Hal ini dapat menjadi salah satu cara untuk menghemat tenaga manusia, waktu dan luas lahan dalam proses pengeringan. Proses perpindahan panas dengan cara ini berlangsung secara konduksi dan konveksi. Udara bergerak melintasi permukaan bahan setelah sebelumnya melewati alat penukar panas, seperti *heat exchanger*. Alat pengering dapat digunakan setiap waktu, tanpa mempertimbangkan cuaca, dan suhu lingkungan. Penggunaan udara dengan temperatur yang terlalu tinggi mengakibatkan perpindahan panas dan massa berlangsung secara cepat, tetapi mengakibatkan *stress* pada bahan, serta menciptakan perbedaan kadar air di dalam bahan, sehingga pada akhirnya mengakibatkan keretakan di dalam bahan. Untuk mengurangi dampak buruk yang ditimbulkan oleh perbedaan temperatur yang tinggi, maka dilakukan proses pengeringan secara bertahap agar perbedaan kadar air antara bagian permukaan dan dalam bahan tidak begitu tinggi (Foddk. 2008).

Dalam hal pengeringan, tingkat pengeringan bahan tertentu tergantung pada karakteristik bahan, seperti suhu bahan, kelembaban relatif dan kecepatan udara pengeringan (Sitkei, 1986). Laju penguapan air adalah banyaknya air yang diuapkan setiap satuan waktu atau penurunan kadar air bahan dalam satuan waktu (Yadollahinia dkk, 2008). Parameter pengeringan meliputi:

1. Suhu udara pengering, untuk sohun yaitu sekitar 40°C - 55°C
2. Kecepatan aliran udara pengering

Kecepatan aliran udara pengering untuk bahan pangan adalah 0,25 – 2,33 m/s (Widyotomo dan Mulato, 2005)

3. Kelembaban relatif (RH) udara pengering

Uap air tidak langsung keluar dari ruang pengering, melainkan akan menjenuhkan udara lingkungan terlebih dahulu (Widyotomo dan Mulato, 2005). Kelembaban berkurang disebabkan oleh perbedaan tekanan uap antara permukaan bahan dan lingkungan (Sitkei, 1986).

4. Kadar air

Berat bahan kering atau padatan adalah berat bahan setelah mengalami pemanasan beberapa waktu tertentu sehingga beratnya tetap atau konstan (Safrizal, 2010). Kadar air Soun Ijo Cap Ketela Mas berdasarkan pemeriksaan dari Dinas Kesehatan Kabupaten Banyumas rata-rata adalah 12,43 %.

5. *Moisture Ratio*

3.3. Alat Pengering

Mesin pengering, setidaknya terdiri atas satuan baling-baling kipas, satuan alat pengering, satuan alat pemanas, dan satuan motor penggerak. Secara waktu kerja, alat pengering dibagi dua, yaitu alat pengering yang bekerja secara terus menerus dan berkerja secara terputus-putus. Sedangkan jika dipandang dari kontak panas dengan bahan, mesin pengering dibagi dua, yaitu mesin pengering langsung dan tidak langsung (Hardjosentono dkk, 2000). Sedangkan berdasarkan metode pengeringan, mesin pengering dibagi menjadi empat, yaitu :

1. Alat pengering tipe rak (*tray dryer*)
2. Alat pengering tipe *rotary* (*Rotary dryer*)
3. Alat pengering tie silindris (*drum dryer*)
4. Alat pengeringan dengan sistem penyemprotan (*spray dryer*)

Pada penelitian kali ini, akan dirancang alat pengering sohun dengan tipe rak. Hal ini dikarenakan, bentuk sohun sangat mudah untuk rusak,

sehingga diperlukan pengering yang menempatkan sohun sesuai bentuknya. Selain itu, pengeringan sohun diperlukan ruang yang lebih besar untuk sohun yang lebih banyak. Sehingga, pengering tipe rak digunakan dalam perancangan alat ini. *Tray dryer* atau alat pengering dengan tipe rak, mempunyai bentuk balok atau kubus yang di dalamnya berisi rak-rak yang digunakan sebagai tempat untuk meletakkan bahan yang akan dikeringkan. Pada umumnya, alat pengering tipe rak memiliki rak yang dapat dengan mudah dipindahkan. Hal ini, dilakukan untuk memudahkan proses peletakan dan pengambilan bahan ketika setelah dan sebelum dikeringkan. Bahan yang hendak dikeringkan diletakkan di atas *tray* yang terbuat dari logam dan alas yang berlubang-lubang. Lubang-lubang pada alas *tray* berfungsi untuk mengalirkan udara panas dan uap air (Taib dkk, 1998).

Prinsip kerja alat pengering ini adalah udara pengering yang sebelumnya berasal dari alat pemanas, seperti *heat exchanger* dialirkan masuk ke ruang pengering dengan melewati permukaan bahan yang hendak dikeringkan. Udara pengering yang melewati bahan pangan ini kemudian akan memindahkan energi kalor udara menuju ke bahan pangan. Hal ini mengakibatkan suhu bahan pangan naik dan menguap. Akibatnya suhu udara pengering menjadi turun dan kelembaban udara menjadi naik. Hal ini harus menjadi perhatian dan pertimbangan dalam merancang alat pengering, sehingga suhu udara pengering masih lebih tinggi daripada bahan pangan dan kelembaban udara belum mencapai titik jenuh sebelum keluar dari ruang pengering. Sehingga, dalam penggunaan alat pengering ini, perlu diperhatikan beberapa hal, seperti, suhu udara pengering, kecepatan aliran udara pengering, dan tebal tumpukan bahan yang dikeringkan.

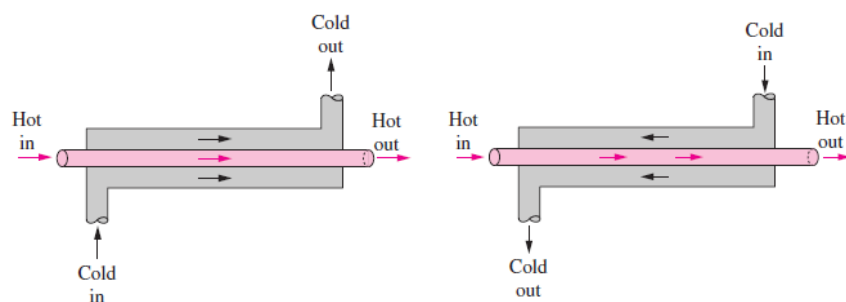
3.4. Alat Penukar Panas (*Heat Exchanger*)

Alat penukar panas adalah alat yang dapat memindahkan panas antara dua fluida yang memiliki perbedaan temperatur tanpa menjadikan kedua fluida bercampur satu sama lain. *Heat exchangers* dapat diaplikasikan dalam berbagai hal, seperti pemanas dan *air conditioning system* di rumah

tangga, proses kimia dan produksi energi di berbagai pembangkit listrik. *Heat exchanger* berbeda dengan *mixing chambers*. Perbedaannya terletak pada apakah fluida bercampur atau tidak satu sama lainnya. Misal, pada radiator mobil. Kalor dipindahkan dari air panas yang mengalir melalui *tube* radiator ke udara yang mengalir pada pelat tipis yang menempel pada tube radiator.

3.4.1 Alat Penukar panas tipe *double pipe*

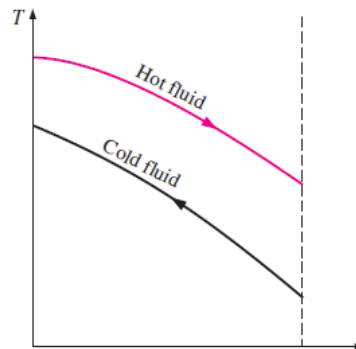
Alat penukar panas tipe ini merupakan salah satu alat penukar panas yang paling sederhana. Salah satu fluida dalam alat penukar panas mengalir dalam pipa kecil dan fluida lainnya mengalir di dalam pipa *annular*. Alat penukar panas ini memiliki 2 tipe aliran, yaitu aliran paralel dan aliran berlawanan. Pada alat penukar panas dengan tipe aliran paralel, baik fluida panas dan dingin mengalir masuk ke alat penukar panas dengan arah yang sama. Pada alat penukar panas dengan tipe berlawanan, fluida panas dan dingin masuk alat penukar panas dengan arah yang berlawanan. Alat penukar panas tipe berlawanan dan paralel diilustrasikan pada Gambar 3.1



Gambar 3.1 Ilustrasi alat penukar kalor paralel dan berlawanan
(cengel, 1994)

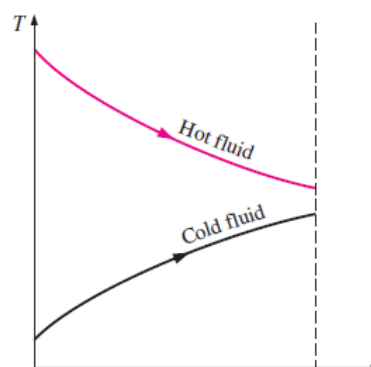
Pada alat penukar panas tipe berlawanan masih memungkinkan temperatur akhir fluida yang menerima kalor memiliki suhu lebih tinggi daripada fluida yang memberi kalor saat keluar dari alat penukar panas. Bahkan, jika diasumsikan alat penukar kalor tipe ini memiliki panjang tak hingga dan tak ada kerugian kalor yang

terjadi, maka temperatur fluida yang diberi kalor saat keluar akan sama dengan temperatur fluida yang memberikan kalor saat memasuki alat penukar panas. Hal ini diilustrasikan pada Gambar 3.2



Gambar 3.2 Grafik temperaur keluar dan masuk alat penukar kalor tipe berlawanan (Cengel, 1994)

Sedangkan pada alat penukar kalor tipe paralel, temperatur fluida yang memberikan kalor selalu lebih tinggi dibandingkan yang fluida diberi kalor, baik saat masuk maupun hingga keluar. Sehingga, fluida yang menerima kalor saat keluar tidak akan memiliki temperatur yang sama dengan fluida yang memberi kalor saat masuk. Tipe ini merupakan salah satu tipe yang tidak efektif. Hal ini diilustrasikan pada gambar berikut.

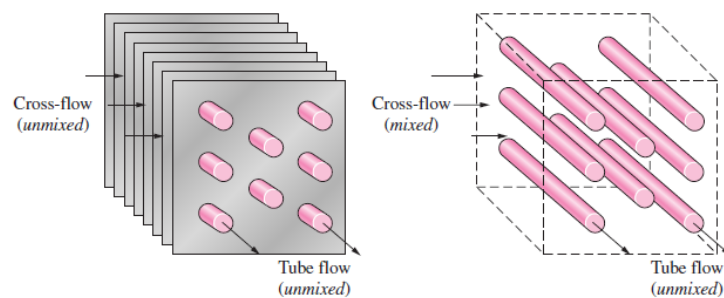


Gambar 3.3 Grafik temperaur keluar dan masuk alat penukar kalor tipe paralel (Cengel, 1994)

3.4.2 Alat Penukar kalor tipe padat

Fluida pada alat penukar kalor tipe ini biasanya mengalir secara tegak lurus. Aliran tipe ini disebut aliran menyilang. Alat penukar kalor tipe ini biasanya diklasifikasikan dengan *mixed flow* dan *unmixed flow*.

Pada alat penukar kalor tipe ini, fluida dingin dialirkan diluar pipa dan fluida panas dialirkan melalui pipa-pipa. Secara efektivitas, alat penukar kalor tipe ini berada di antara alat penukar kalor tipe paralel dan berlawanan. Alat penukar kalor tipe ini diilustrasikan pada Gambar 3.4



Gambar 3.4 Ilustrasi alat penukar kalor aliran menyilang (Cengel, 1994)

Pada penelitian ini akan dirancang alat penukar kalor dengan tipe menyilang. Kesetimbangan kalor pada alat penukar kalor ini, dapat disajikan dengan Persamaan (3.1)

$$Q_{in} = Q_{out} \quad (3.1)$$

$$M_{\text{fluida panas}} C_p \Delta T = m_{\text{fluida dingin}} C_p \Delta T$$

dengan :

m = massa fluida

C_p = kalor spesifik

ΔT = selisih temperatur kalor masuk dan keluar

Luas bidang perpindahan kalor pada alat penukar kalor dapat dihitung dengan Persamaan (3.2)

$$A = \frac{q}{UF (LMTD)} \quad (3.2)$$

dengan :

A = Luas bidang perpindahan panas

Q = kalor yang dipindahkan dari fluida panas ke fluida dingin

U = Koefisien perpindahan panas total

LMTD = *Logaritmic Mean Temperature Different*

Sedangkan, panjang keseluruhan pipa dapat dihitung dengan Persamaan (3.3)

$$L = \frac{A}{\pi D} \quad (3.3)$$

dengan :

L = Panjang keseluruhan pipa (m)

A = Luas keseluruhan bidang perpindahan panas (m²)

D = Diameter luar pipa (m)

3.4.3 Heatloss

Dalam perancangan alat ini, juga dipertimbangkan kemungkinan kalor yang hilang, seperti dari dinding, celah pintu dan sebagainya. Heatloss dihitung dengan persamaan....

$$Q_{hl} = U A \Delta T \quad (3.4)$$

Dengan :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\Delta x_{wall}}{kw} + \frac{1}{h_2}} \quad (3.5)$$

Atau

$$U = \frac{1}{R_t} \quad (3.6)$$

3.4.4 Uap Air yang Teruapkan

Jumlah uap air yang teruapkan pada proses pengeringan sohun pada alat pengering ini menggunakan konsep konveksi massa. Konveksi massa adalah perpindahan massa dari permukaan ke fluida yang mengalir akibat dari adanya difusi massa dan gerakan *bulk* fluida. Fluida yang mengalir inilah mendorong untuk terjadinya perpindahan massa dari fluida berkonsentrasi tinggi ke fluida dengan konsentrasi rendah.

Jumlah uap air yang mampu diupakan per satuan waktu ($\dot{m}_v$) pada proses pengeringan ini dihitung dengan kosnsep umum dan menggunakan Persamaan (3.4)

$$\dot{m}_v = h_{mass} A_s (\rho_{vs} - \rho_{v\infty}) \quad (3.7)$$

Persamaan tersebut dievaluasi dengan menggunakan konsep temperature film.

Temperatur *film* dapat dihitung dengan Persamaan

$$T_{f\ udara} = \frac{T_s + T_{udara}}{2} \quad (3.8)$$

Bilangan *Reynolds* udara pengering dapat dihitung dengan Persamaan

$$Re = \frac{v_{udara} L}{\nu} \quad (3.9)$$

Bilangan *Sherwood* dapat dihitung dengan Persamaan(5.9)

$$Sh = 0,664 Re^{0,5} Sc^{0,33} \quad (3.10)$$

Koefesien perpindahan massa (h_{mass}) dihitung dengan Persamaan (3.5)

$$h_{mass} = \frac{S_h D_{AB}}{L_c} \quad (3.11)$$

Sehingga, energi kalor yang dibutuhkan dapat dihitung dengan Persamaan (3.6)

$$Q = \dot{m}_v h_{fg} + Q_{hl} \quad (3.12)$$

dengan :

S_h = Bilangan *Sherwood*

D_{AB} = koefesien difusi

L_c = panjang kritis

ρ_{vs} = massa jenis uap air di permukaan

$\rho_{v\infty}$ = massa jenis uap air jauh dari permukaan

Q_{hl} = Energi kalor yang hilang

3.5. Solar Collector

Perpindahan panas radiasi adalah perpindahan panas yang disebabkan oleh adanya pancaran energi oleh suatu benda karena temperaturnya. Perpindahan panas radiasi terjadi tanpa media.

Solar Collector adalah suatu alat yang digunakan untuk mengkonversi energi radiasi matahari menjadi energi panas. Dalam suatu *solar collector* plat datar, energi matahari ditransmisikan oleh kaca ke plat seng yang biasanya di cat berwarna hitam. Kemudian, energi kalor yang dikumpulkan oleh plat kolektor akan ditransmisikan ke fluida.

Besarnya energi radiasi matahari yang diserap oleh *solar collector* sangat bergantung pada ketersediaan radiasi matahari dan kemampuan kolektor menyerap energi matahari tersebut.

Secara umum, *solar collector* memiliki beberapa bagian utama, yaitu

- a. Plat penyerap, berfungsi untuk mengumpulkan energi radiasi matahari yang kemudian diteruskan ke fluida. Plat penyerap adalah sebuah plat dengan sifat konduktivitas yang tinggi, seperti baja, aluminium, seng dan tembaga. Biasanya permukaan plat dicat berwarna hitam untuk meningkatkan emisivitas plat.
- b. Penutup transparan, berfungsi untuk mengurangi energi kalor yang hilang dari dalam *solar collector* ke lingkungan. Selain itu, kaca transparan memiliki fungsi meneruskan energi radiasi matahari dari luar ke dalam plat. Sehingga material yang digunakan adalah material semitransparan, seperti kaca dan plastik.
- c. Lapisan Isolator, berfungsi untuk mengurangi kalor yang terbangun dari dalam *solar collector* ke lingkungan melalui plat. Lapisan ini biasanya terbuat dari bahan yang memiliki konduktivitas yang rendah seperti *glas wool*.
- d. Kerangka atau kotak penyangga, berfungsi agar *solar collector* kuat dan kaku, biasanya terbuat dari kayu.

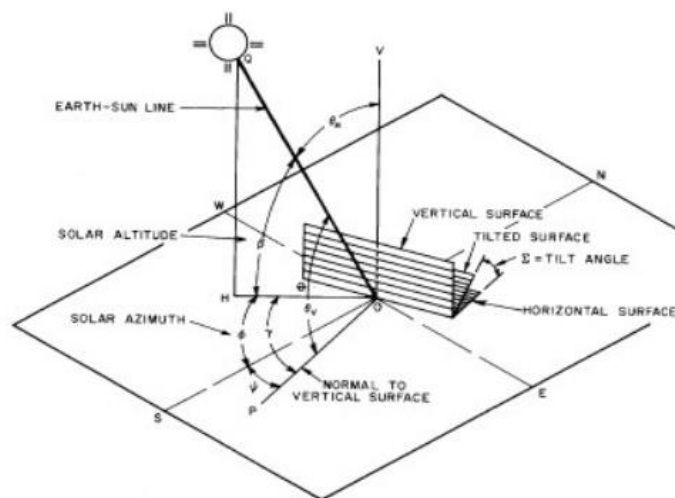
3.5.1 Geometri Radiasi Surya

Lokasi dan kemiringan permukaan sangat menentukan radiasi yang bisa terserap oleh *solar collector*. Hubungan antara suatu permukaan dengan radiasi surya digambarkan dalam beberapa istilah yang diwakili oleh simbol simbol berikut :

- a. Φ = sudut lintang merupakan sudut lokasi permukaan terhadap ekuator, dimana untuk arah utara diberi tanda positif $-90^\circ \leq \Phi \leq 90^\circ$
- b. δ = Sudut deklinasi matahari terhadap garis zenith di ekuator saat jam 12.00 waktu matahari atau letak sudut kemiringan bumi-matahari akibat rotasi bumi pada arah sumbu axis bumi-matahari. Untuk utara diberi tanda positif.

- c. β = sudut kemiringan, yaitu sudut antara permukaan bidang yang dimaksud dengan bidang horizontal.
- d. γ = sudut *azimuth* permukaan, yaitu sudut antara proyeksi dan arah normal permukaan bidang horizontal dengan garis meridian, (titik nol di selatan, ke arah timur bertanda negatif, ke arah barat bertanda positif)
- e. θ = sudut insiden datang timpa, yaitu sudut antara radiasi langsung pada permukaan dengan arah normal dan permukaan tersebut.
- f. θ_z = sudut *zenith* matahari, yaitu sudut antara radiasi langsung dan matahari dengan garis normal bidang horizontal.
- g. α = sudut ketinggian matahari, yaitu sudut antara radiasi langsung dan matahari dengan bidang horizontal.
- h. ω = sudut jam, yaitu perpindahan sudut matahari ke arah timur atau barat dari garis bujur lokal akibat rotasi bumi pada axisnya sebesar 15° tiap jam (harga nol tepat pada jam 12.00. Tanda positif untuk jam ke arah pagi dan tanda negatif untuk jam ke arah petang).

Semua sudut tersebut diilustrasikan pada Gambar 3.5



Gambar 3.5 Sudut sudut radiasi surya

Sudut deklinasi (δ) dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (3.7)

$$\delta = 23,45 \sin \left(360 \frac{284+n}{365} \right) \quad (3.13)$$

dengan :

n = nomor urut tanggal dalam satu tahun. $n=1$ adalah tanggal 1 januari dan seterusnya.

Selain itu, beberapa sudut memiliki hubungan sebagaimana Persamaan (3.8)

$$\begin{aligned} \cos \theta &= \sin \delta \sin \Phi \cos \beta - \sin \delta \cos \Phi \sin \beta \cos \gamma \\ &\quad + \cos \delta \cos \Phi \cos \beta \cos \omega \\ &\quad + \cos \delta \sin \Phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega \\ &\quad + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (3.14)$$

3.5.2 Radiasi Extraterrestrial pada Permukaan Horizontal

Radiasi Ekstraterrestrial merupakan adalah besarnya radiasi di bumi jika tidak ada atmosfer. Menghitung radiasi ekstraterrestrial digunakan untuk mengestimasi fraksi dan radiasi *beam* maupun difusi dan total intensitas yang jatuh pada permukaan. Hal ini dapat dihitung menggunakan Persamaan (3.9)

$$G_o = G_{sc} \left[1 + 0,033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right] (\cos \delta \cos \Phi \cos \omega + \sin \delta \sin \Phi) \quad (3.15)$$

Selain itu, radiasi surya harian dapat dihitung dengan Persamaan (3.10)

$$H_o = \frac{24 \times 3600}{\pi} G_{sc} \left[1 + 0,033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right] (\cos\delta \cos\Phi \cos\omega + \frac{\pi\omega_s}{180} \sin\delta \sin\Phi) \quad (3.16)$$

Sedangkan, radiasi surya tiap jam dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (3.11)

$$I_o = \frac{12 \times 3600}{\pi} G_{sc} \left[1 + 0,033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right] (\cos\delta \cos\Phi (\sin\omega_2 - \sin\omega_1) + \frac{\pi(\omega_2 - \omega_1)}{180} \sin\delta \sin\Phi) \quad (3.17)$$

dengan :

- G_o = Radiasi Estraterrestrial
- G_{sc} = Konstanta radiasi matahari
- H_o = Radiasi surya harian (J/m^2)
- I_o = Radiasi surya yang dihitung tiap jam
- ω_s = sudut jam matahari terbenam

3.5.3 Intensitas Matahari langsung (I_b)

Besarnya intensitas matahari langsung dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (3.12)

$$I_b = H_o (1-k) \quad (3.18)$$

Dengan k adalah perbandingan intensitas radiasi matahari ekstraterrestrial (I_o) dengan intensitas radiasi total yang diterima permukaan (G_{sc}) yang dapat dirumuskan pada Persamaan (3.13).

$$K = \frac{I_o}{H_o} \quad (3.19)$$

3.5.4 Intensitas Matahari *Diffuse* (I_d)

Besarnya intensitas matahari *diffuse* dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (3.14)

$$I_d = H_o - I_b \quad (3.20)$$

3.5.5 Radiasi Total Pada Permukaan Miring Tetap

Permukaan *solar collector* akan menyerap radiasi langsung dan radiasi difusi. Apabila plat *solar collector* dibuat miring, maka akan ada faktor geometri R , yang menyatakan perbandingan radiasi total pada permukaan miring dengan radiasi total pada permukaan horizontal. Hal ini dapat dihitung menggunakan Persamaan (3.15)

$$R = \frac{I_{bT}}{I_b \sigma} \quad (3.21)$$

Selanjutnya, Liu dan Jordan (1963) membuat sebuah Persamaan radiasi total yang diterima oleh sebuah permukaan miring dengan sudut β dengan menghubungkan tiga komponen radiasi, yaitu radiasi langsung, radiasi difusi dan radiasi yang direfleksikan oleh tanah. Persamaan tersebut ditunjukkan pada Persamaan (3.16)

$$I_T = I_b R_b + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + (I_b + I_d) \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (3.22)$$

dengan :

$1 + \cos \beta$ adalah *view factor* terhadap langit

$1 - \cos \beta$ adalah *view factor* terhadap tanah

$\rho_g = 0,2$ untuk lingkungan yang bersalju

$\rho_g = 0,7$ untuk permukaan yang diliputi salju

I_T = radiasi total

3.5.6 Penyerapan Radiasi oleh Plat Datar

Radiasi total yang diterima oleh plat datar dapat dihitung dengan Persamaan (3.17)

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d \left(\frac{1+\cos\beta}{2} \right) (\tau\alpha)_d + (I_b + I_d) (\tau\alpha)_g \rho_g \left(\frac{1-\cos\beta}{2} \right) \quad (3.23)$$

dengan :

S = Radiasi total yang diterima oleh plat datar

$(\tau\alpha)$ = transmisi- absorptansi

3.5.7 Keseimbangan Energi Pada *Solar Collector*

Idealnya semua energi radiasi matahari yang diserap oleh plat datar ditransmisikan ke fluida. Tetapi, itu tidak mungkin terjadi dan pasti ada energi yang terbuang ke lingkungan. Hal ini dapat dihitung dengan Persamaan (3.18)

$$Q = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (3.24)$$

dengan :

Q = energi yang ditransmisikan ke fluida

A_c = luasan plat datar

U_L = Koefisien perpindahan kalor total

T_{pm} = Temperatur Plat datar

T_a = Temperatur lingkungan

Dalam perhitungan dan analisa solar collector tersebut dilakukan sejumlah asumsi sebagai berikut

1. Kondisi *steady state*
2. Tidak ada penyerapan energi panas oleh kaca penutup
3. Aliran panas yang dilalui kaca penutup dan plat penyerap adalah ke arah vertikal

4. Tidak ada penurunan temperatur dari bagian atas ke bagian bawah
5. Komponen *solar collector* tidak terpengaruh dengan temperatur
6. Langit dianggap benda hitam untuk radiasi infra merah
7. Radiasi yang diterima plat sama di setiap titik
8. Tidak ada debu dan kotoran yang menempel pada *solar collector*.

3.6 Kelembaban Udara Pengering

Udara adalah campuran dari nitrogen, oksigen dan beberapa jenis gas lainnya dalam jumlah kecil. Udara di atmosfer terdiri dari 2 campuran, yaitu uap air dan udara kering. Pada umumnya kandungan udara kering pada campuran udara memiliki kuantitas yang cenderung konstan. Tetapi, kandungan uap air cenderung berubah, dikarenakan kondensasi dan evaporasi. Walaupun kandungan uap air dalam udara berjumlah sedikit, pengaruhnya terhadap kenyamanan manusia sangat besar.

Kandungan uap air pada udara dapat ditampilkan dengan berbagai cara, yaitu dalam kelembaban spesifik dan kelembaban relatif. Kelembaban spesifik adalah rasio antara massa uap air per massa udara kering pada campuran udara. Kelembaban relatif dapat dihitung dengan Persamaan (3.19) dan (3.20)

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (3.25)$$

kelembaban spesifik dapat juga ditampilkan dengan Persamaan (3.20)

$$\omega = \frac{0,622 P_v}{P - P_v} \quad (3.26)$$

dengan :

ω = Kelembaban relatif (kg uap air/ kg udara kering)

m_v = massa uap air (kg)

m_a = massa udara kering

P = tekanan total

P_v = tekanan uap air

Berdasarkan definisinya, udara kering tidak terdiri dari uap air di dalamnya, sehingga uap air adalah nol. Tetapi jika ditambahkan uap air pada udara kering maka kelembaban spesifik akan naik. Hingga udara mencapai titik saturasi, yaitu kondisi di mana udara tidak dapat menampung udara lagi.

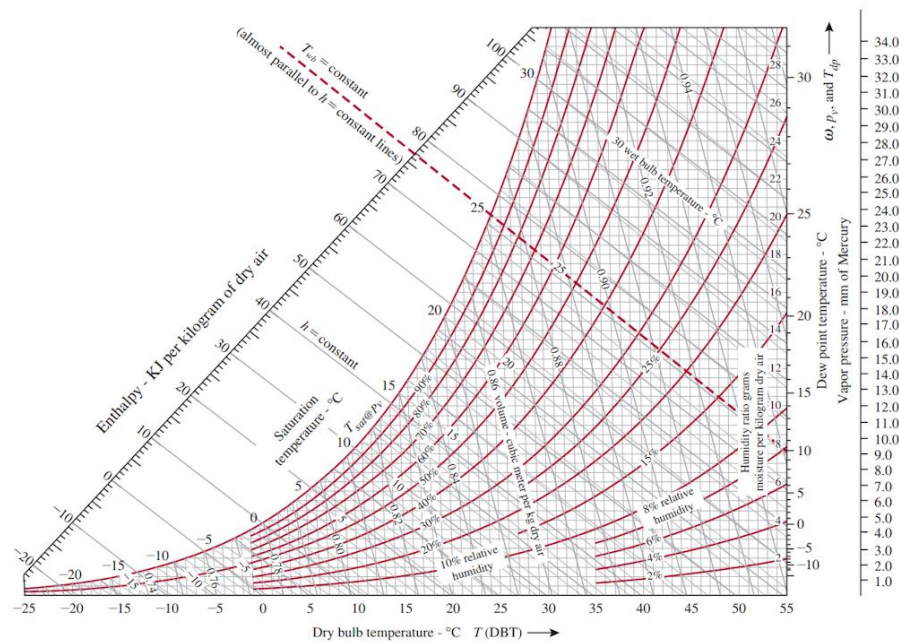
Selanjutnya, selain kelembaban spesifik, nilai kelembaban juga dapat ditampilkan dalam bentuk kelembaban relatif, yaitu rasio antara kandungan uap air pada udara per kandungan uap air maksimal yang mampu ditangkap oleh udara. Kelembaban relatif dapat dihitung dengan Persamaan (3.21) dan (3.22)

$$\phi_2 = \frac{P_{v1}}{P_{sat@T^{\circ}C}} \quad (3.27)$$

Selain itu, kelembaban relatif juga dapat dihitung dengan Persamaan (3.22)

$$\phi = \frac{\omega P}{(0,622 + \omega) P_{sat@T^{\circ}C}} \quad (3.28)$$

Selain dengan perhitungan matematis, kelembaban relatif dan kelembaban spesifik dapat didapatkan dengan menggunakan diagram *psychrometric*. Diagram *psychrometric* ini hanya digunakan untuk kasus dengan tekanan yang sesuai dengan diagram *psychrometric* tertentu saja. Diagram *psychrometric* dapat dilihat pada Gambar 3.6



Gambar 3.6 Diagram *psychrometric*

3.7 Bahan Bakar Sekam Padi

Sekam adalah bagian dari bulir padi-padian yang melindungi bagian dalam padi yang berupa lembaran kering, bersisik dan tidak dapat dimakan oleh manusia. Sekam padi sendiri adalah salah satu energi alternatif berbahan biomassa yang banyak ditemui di bebragai wilayah di Indonesia. Dalam perhitungan energi yang dihasilkan oleh sekam padi, Persamaan pembakaran dapat digunakan untuk mengetahui jumlah energi yang dihasilkan oleh sekam padi saat dilakukan pembakaran. Energi yang dihasilkan sekam dapat dihitung dengan Persamaan (3.23)

$$FCR = \frac{Q_n}{HVF \times \eta} \quad (3.29)$$

Dalam pembakaran tentu, tidak semua energi hasil pembakaran ditransfer ke bahan yang hendak dipanaskan. Maka, berdasarkan penelitian (Nawafi, dkk, 2010) dapat disimpulkan bahwa pembakaran sekam pada pada drum boiler memiliki efesiensi sebesesar 20%

BAB IV

METODOLOGI

4.1 Metodologi Penelitian

Dalam melakukan rancang bangun alat pengering sohun ini, metodologi yang diterapkan adalah sebagai berikut :

1. Studi Literatur

Sebelum dilakukan perancangan alat pengering sohun ini, dilakukan studi literatur terlebih dahulu untuk menemukan rancang bangun alat pengering sohun yang tepat. Studi literatur yang dilakukan adalah diawali dengan memahami konsep perpindahan panas konveksi, konduksi dan radiasi. Setelah itu, studi literatur juga dilakukan dengan memahami konsep penelitian dan perancangan alat pengering yang sudah ada, khususnya terkait dengan alat pengering sohun. Hal ini bertujuan untuk menemukan konsep rancangan alat pengering yang tepat seperti, proses pengeringan yang baik, jenis alat pengeringan yang cocok, material yang tepat dan sebagainya.

2. Pengumpulan Data

Pengumpulan data yang dilakukakan meliputi data primer maupun data skunder yang berguna untuk proses perancangan. Beberapa data didapatkan langsung dari hasil wawancara dengan koordinator BUMDes M.A.S Karang Pucung terkait karakteristik fisis sohun, dimensi sohun dan juga kapasitas produksi yang sudah dilakukan di BUMDes tersebut. Dalam pengumpulan data ini sebisa mungkin diperoleh data sebanyak-banyaknya untuk memudahkan proses perancangan. Data-data yang tidak ada kemudian dilengkapi dengan studi literatur dari buku acuan maupun jurnal- jurnal yang membahas tentang rancang bangun alat pengering.

3. Pemilihan Data

Seluruh data yang telah dikumpulkan kemudian dipilih yang sesuai dan digunakan untuk perancangan alat pengering. Data-data ini juga digunakan untuk menentukan tipe pengering, tipe material komponen pendukung dan dimensi yang sesuai dengan tempat dan ruang yang tersedia.

4. Perancangan

Setelah data dipilih, kemudian dilanjutkan dengan proses perancangan alat pengering. Proses perancangan alat pengering sohun ini adalah sebagai berikut :

- a. Menentukan volume sohun dan kadar air yang akan dikeringkan.
- b. Menghitung energi total untuk mengeringkan produk tersebut.
- c. Menentukan proses pengeringan yang tepat.
- d. Melakukan perhitungan dimensi ruang pengering.
- e. Menghitung dimensi *solar collector* dan kalor yang dihasilkan dari *solar collector*.
- f. Menentukan jenis *fan*, *heat exchanger*, dan *blower* yang tepat.
- g. Melakukan perhitungan dimensi dan kalor yang dihasilkan *heat exchanger*.
- h. Menghitung kalor dan kuantitas bahan bakar yang dibutuhkan untuk memanaskan *boiler*.
- i. Melakukan perhitungan dimensi keseluruhan alat pengering.
- j. Dalam melakukan perhitungan, akan selalu disisipkan angka keamanan agar perhitungan mendekati proses aktual.

5. Pembahasan

Pembahasan dibuat se jelas mungkin mengenai hubungan hasil dari perancangan, dan teori perpindahan kalor yang sudah ada. Sehingga memudahkan pembaca untuk memahami tidak menimbulkan

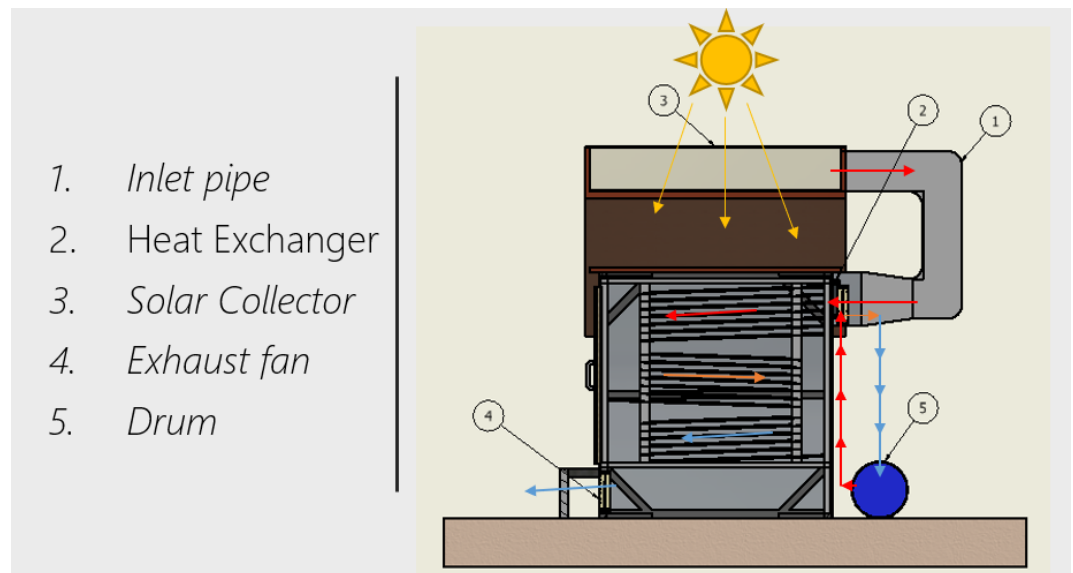
kesalahpahaman bagi pembaca. Setelah dilakukan proses pembahasan, ditarik sebuah kesimpulan dari hasil yang didapatkan serta saran untuk pengembangan alat pengering ini di masa yang akan datang.

6. Pembuatan Laporan

Setelah semua proses di atas selesai dilakukan, kemudian dibuat laporan dari hasil rancangan alat tersebut. Hal ini dilakukan sebagai pertanggung jawaban kepada Pemerintah Desa Karang Pucung sebagai pihak yang akan merealisasikan alat ini. Selain itu, laporan juga digunakan sebagai pedoman bagi BUMDes dalam pembuatan, penggunaan dan perawatan alat pengering ini ke depannya.

4.2 Gambaran Teknologi

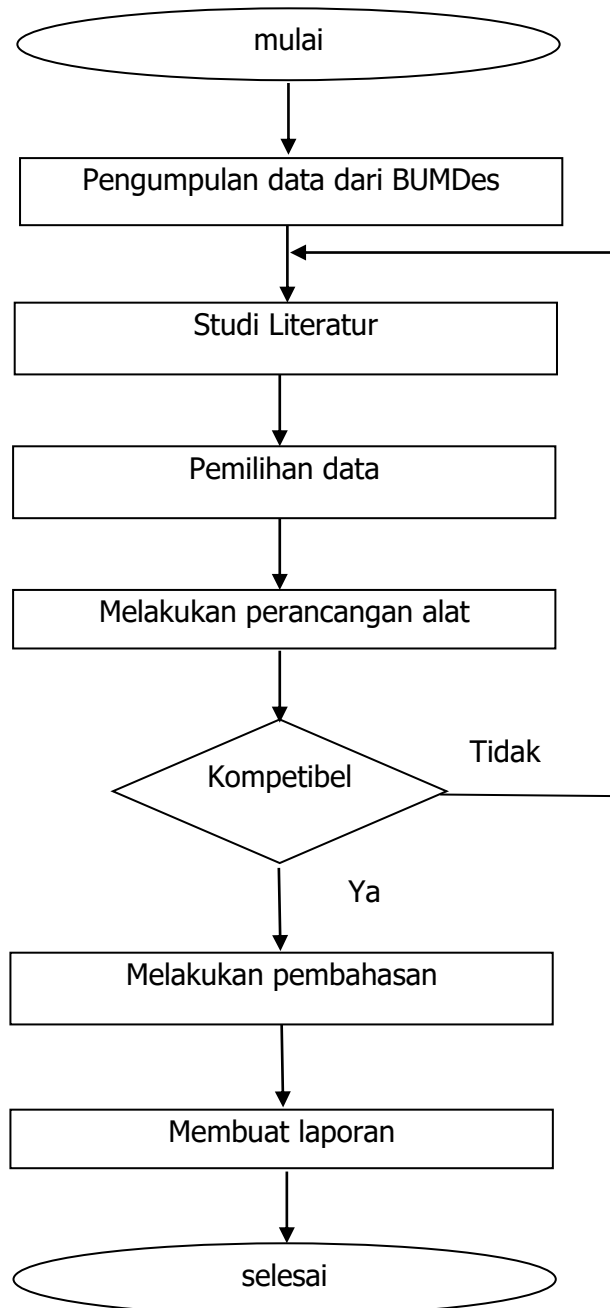
Perancangan alat ini, memiliki skema yang digambarkan pada Gambar 4.1



Gambar 4.1 Skema rancangan alat pengering

4.3 Diagram Alir

Diagram alir pada penelitian kali ini dapat ditampilkan sebagai berikut :

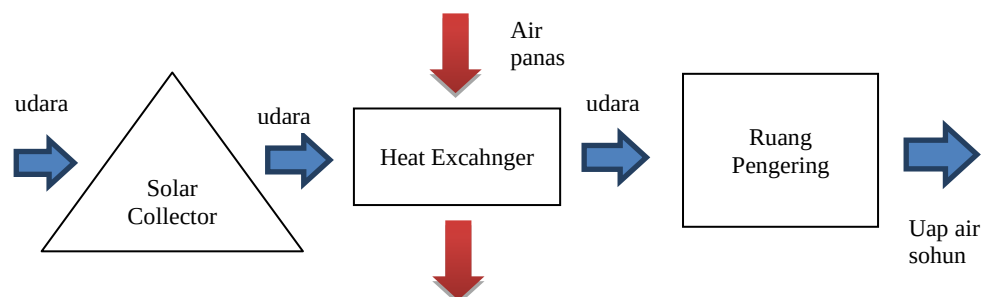


BAB V

HASIL DAN PEMBAHASAN

5.1 Perancangan Alat Pengering

Alat pengering sohun ini terdiri dari berbagai komponen, seperti *exhaust fan*, sistem pemanas, ruang pengering, dan *blower*. Sistem pemanas yang digunakan ada 2, yaitu *solar collector* dan *heat exchanger*. *Solar collector* berfungsi untuk menyerap energi radiasi matahari sebagai langkah awal pemanasan udara sebelum masuk ruang pengering. Sedangkan, *heat exchanger* berfungsi untuk menambah energi kalor pada udara pengering yang akan masuk ke ruang pengering. Proses pemindahan panas tersebut diilustrasikan pada Gambar 5.1



Gambar 5.1 Skema perpindahan kalor pada alat pengering

5.1.1 Data Sohun BUMDes M.A.S Karang Pucung

Pada penelitian kali ini, alat pengering diharapkan mampu mengeringkan sohun hasil produksi BUMDes Karang Pucung dalam waktu 1 jam per siklus. Data rata-rata sohun adalah sebagai berikut :

- | | | |
|----|---------------------------------------|------------|
| a. | Diameter | = 1 mm |
| b. | Tinggi | = 1 mm |
| c. | Massa sohun basah dalam 1 ancak | = 0,425 kg |
| d. | Massa sohun kering dalam 1 ancak | = 0,191 kg |
| e. | Massa air yang diuapkan dalam 1 ancak | = 0,233 kg |

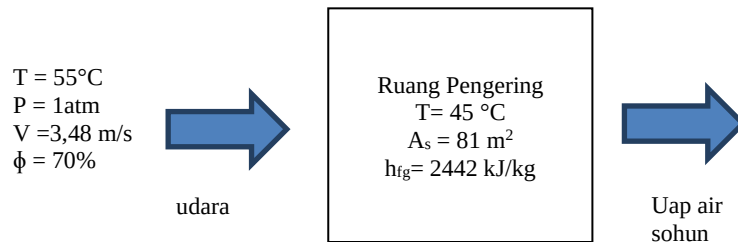
- f. Massa air yang diuapkan dalam *dryer* = 0,233kg x
100 ancah =
23,3 kg
- g. Kadar Air SNI = 14,5 %
- h. Suhu pengeringan maksimal = 55°C

5.2 Energi kalor yang dibutuhkan

5.2.1 Energi Penguapan Air dari Sohun

Dalam perhitungan jumlah air yang diuapkan oleh udara, alat pengering ini menggunakan konsep konveksi massa, hal ini memungkinkan penguapan terjadi tidak pada titik didih air. Pada rancangan ini, udara pengering diatur sedemikian sehingga mencapai suhu maksimal pengeringan sohun, yaitu 55°C

Hal ini diilustrasikan pada Gambar 5.2



Gambar 5.2 Ilustrasi proses penguapan oleh udara pengering

Temperatur *film* dapat dihitung dengan Persamaan (3.8)

$$\begin{aligned}
 T_{f \text{ udara}} &= \frac{T_s + T_{\text{udara}}}{2} \\
 &= \frac{45 + 55}{2} \text{ } ^\circ\text{C} \\
 &= 50 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}
 \tag{3.8}$$

Sehingga, beberapa properties dievaluasi berdasarkan $T_{f \text{ udara}}$

$$D_{\text{air-udara@50 } ^\circ\text{C}} = 2,96 \times 10^{-5}$$

$$\begin{aligned}
 \nu_{\text{udara}@50\text{ }^{\circ}\text{C}} &= 1,798 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \\
 k_{\text{udara}@50\text{ }^{\circ}\text{C}} &= 0,02735 \text{ W/mK} \\
 Pr_{\text{udara}@50\text{ }^{\circ}\text{C}} &= 0.7228
 \end{aligned}$$

Massa uap air dari sohun yang diuapkan dapat dihitung menggunakan Persamaan (3.7)

$$\dot{m}_v = h_{mass} A_s (\rho_{vs} - \rho_{v\infty}) \quad (3.7)$$

Berdasarkan tabel A.9 (Cengel, 1994) tekanan saturasi dari air pada suhu 45 °C adalah

$$P_{vs} = 9,593 \text{ kPa}$$

Berdasarkan tabel A.9 (Cengel, 1994) tekanan saturasi dari air pada suhu 55 °C adalah

$$P_{\text{sat}@55^{\circ}\text{C}} = 15,76 \text{ kPa}$$

Sehingga tekanan udara dengan kelembaban 70% dapat dihitung dengan Persamaan (5.1)

$$\begin{aligned}
 P_v &= \phi P_{\text{sat}@55^{\circ}\text{C}} \\
 &= 50\% (15,76 \text{ kPa}) \\
 &= 7,88 \text{ kPa}
 \end{aligned} \quad (5.1)$$

Massa jenis uap air di permukaan dapat dihitung dengan Persamaan (5.2)

$$\begin{aligned}
 \rho_{vs} &= \frac{P_{vs}}{R_v T_s} \\
 &= \frac{9,593 \text{ kPa}}{(0,4615)(318 \text{ K})}
 \end{aligned} \quad (5.2)$$

$$= 0,0653 \text{ kg/m}^3$$

Massa jenis uap air yang jauh dari permukaan dapat dihitung dengan Persamaan (5.3)

$$\begin{aligned} \rho_{v\infty} &= \frac{P_{\infty}}{R_v T_{\infty}} \\ &= \frac{7,88 \text{ kPa}}{(0,4615)(328 \text{ K})} \\ &= 0,052 \text{ kg/m}^3 \end{aligned} \quad (5.3)$$

Bilangan *Reynolds* udara pengering dapat dihitung dengan Persamaan (3.9)

$$\begin{aligned} Re &= \frac{v_{udara} L}{\nu} \\ &= \frac{3,48 \text{ m/s} (1,8) \text{ m}}{1,798 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} \\ &= 348.387 \end{aligned} \quad (3.9)$$

Bilangan *Schmidt* dapat dihitung dengan Persamaan (5.4)

$$\begin{aligned} Sc &= \frac{v_{udara@42,5^{\circ}\text{C}}}{D_{airudara@42,5}} \\ &= \frac{1,798 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}{2,96 \times 10^{-5}} \\ &= 0,607 \end{aligned} \quad (5.4)$$

Panjang kritis dapat dihitung dengan Persamaan (5.5)

$$\begin{aligned} L_c &= \frac{\text{Luas area}}{\text{keliling area}} \\ &= \frac{3,83 \text{ m}^2}{7,92 \text{ m}} \\ &= 0,482 \text{ m} \end{aligned} \quad (5.5)$$

Bilangan *Sherwood* dapat dihitung dengan Persamaan(3.10)

$$\begin{aligned} Sh &= 0,664 Re^{0,5} Sc^{0,33} \\ &= 0,664 (348.387)^{0,5} (0,607)^{0,33} \\ &= 332,34 \end{aligned} \quad (3.10)$$

Koefesien perpindahan massa dapat dihitung dengan Persamaan (3.11)

$$\begin{aligned} h_{mass} &= \frac{Sh D_{AB}}{L_c} \\ &= \frac{332,34 (2,96 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})}{0,482} \\ &= 0,0198 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Jumlah air yang dapat menguap dapat dihitung dengan Persamaan (3.7)

$$\begin{aligned} \dot{m}_v &= h_{mass} A_s (\rho_{vs} - \rho_{v\infty}) \\ &= 0,0204 \text{ m/s} (81 \text{ m}^2) (0,0653 - 0,052) \text{ kg/m}^3 \\ &= 78,84 \text{ kg/jam} \end{aligned} \quad (3.7)$$

Sehingga, jumlah air yang menguap adalah sebanyak 78,84 kg/jam
Waktu Pengeringan sohun dalam satu siklus alat ini dapat dihitung dengan persamaan (5.6)

$$\begin{aligned} t &= \frac{m_{tot}}{\dot{m}_v} \times 60 \text{ menit} \\ &= \frac{23,3 \text{ kg}}{78,84 \text{ kg/jam}} 60 \text{ menit} \\ &= 17,73 \text{ menit} \\ &= 1063,92 \text{ s} \end{aligned} \quad (5.6)$$

Energi kalor yang dibutuhkan untuk menguapkan air dapat dihitung dengan Persamaan (5.7)

$$\begin{aligned}
 Q &= \dot{m}_v h_{fg} \\
 &= 78,84 \text{ kg/jam} (2.395 \text{ kJ/kg}) \\
 &= 187.959,6 \text{ kJ/jam} \\
 &= 52.211 \text{ J/s}
 \end{aligned} \tag{5.7}$$

Nusselt Number dapat dihitung dengan persamaan (5.8)

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0,664 Re^{0,5} Pr^{0,33} \\
 &= 0,664 (348.387)^{0,5} 0,7228^{0,33} \\
 &= 351,55
 \end{aligned} \tag{5.8}$$

Koefesien Perpindahan Panas konveksi dapat dihitung dengan persamaan (5.9)

$$\begin{aligned}
 h &= \frac{Nu \, k}{L} \\
 &= \frac{351,55 (0,02735 \frac{\text{W}}{\text{mK}})}{0,482 \text{ m}} \\
 &= 19,948 \text{ W/m}^2 \text{ K}
 \end{aligned} \tag{5.9}$$

Energi kalor yang terlepas karena adanya perbedaan suhu antara sohun dan udara pengering dapat dihitung dengan Persamaan (5.10)

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{conv}} &= h A \Delta T \\
 &= 19,948 \text{ W/m}^2 \text{ K} (81 \text{ m}^2)(55-45)\text{K} \\
 &= 16.157 \text{ W}
 \end{aligned} \tag{5.10}$$

5.2.2 Energi yang Hilang Melalui Dinding Ruang Pengering

Energi yang hilang dari ruang pengering melalui dinding, pintu dan atap dapat dihitung dengan Persamaan (3.4) dan (3.5) :

$$Q_{\text{hldidinig}} = U A \Delta T \tag{3.4}$$

Dengan :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\Delta X_w}{K_w} + \frac{\Delta X_r}{k_r} + \frac{1}{h_o}} \quad (3.5)$$

dan,

$$K_{\text{wall}} = 15,7 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \text{ (stainless steel AISI 302 pada suhu } 328 \text{ K)}$$

$$K_r = 0,038 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \text{ (Glasswool)}$$

$$\Delta X_w = 0,002 \text{ m}$$

$$\Delta X_r = 0,01 \text{ m}$$

$$A_{\text{total}} = 28,09 \text{ m}^2$$

Berdasarkan tabel A.15 (Cengel, 1994) properties udara $T = 318 \text{ K}$ dan $P = 1 \text{ atm}$

$$\rho = 1,109 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 1007 \text{ J/Kg K}$$

$$k = 0,02699 \text{ W/m K}$$

$$\nu = 1,750 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0,7241$$

$$\begin{aligned} Re &= \frac{V_{\text{udara}} L}{\nu} \\ &= \frac{3,48 \text{ m/s (1 m)}}{0,0000175 \text{ m}^2/\text{s}} \\ &= 198.857,1429 \text{ (Laminar)} \end{aligned} \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} h &= 0,332 \frac{k}{l} Re^{0,5} Pr^{0,33} \\ &= 0,332 \frac{0,02699}{1} (198.857,1429)^{0,5} (0,7241)^{0,33} \\ &= 3,592 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (5.11)$$

Berdasarkan tabel A.15 (Cengel, 1994) propertis udara pada $T = 303 \text{ K}$ dan $P = 1 \text{ atm}$

$$\rho = 1,164 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0,02588 \text{ W/m K}$$

$$\begin{aligned}
 \nu &= 1,608 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \\
 \text{Pr} &= 0,7282 \\
 \beta &= \frac{1}{303 \text{ K}} = 0,00328 / \text{K}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Ra &= \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu^2} \text{Pr} \quad (5.12) \\
 &= \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \left(\frac{0,00328}{\text{K}} \right) (32-30) \text{K} (1 \text{ m})^3 (0,7282)}{(1,608 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})^2} \\
 &= 181238906,2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_o &= 0,59 \frac{k}{l} Ra^{0,25} \quad (5.13) \\
 &= 0,59 \frac{0,02588}{1} (181238906,2)^{0,25} \\
 &= 1,711 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{1}{\frac{1}{3,592 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} + \frac{0,002 \text{ m}}{15,7 \text{ W/m } ^\circ\text{C}} + \frac{0,01 \text{ m}}{0,038 \text{ W/m } ^\circ\text{C}} + \frac{1}{1,711 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}} \\
 &= 0,8879 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{hldinding}} &= U A \Delta T \quad (3.4) \\
 &= (0,8879 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}) (28,019 \text{ m}^2) (55-30) \text{ } ^\circ\text{C} \\
 &= 621,951 \text{ J/s}
 \end{aligned}$$

5.2.3 Energi yang Hilang Melalui Celah Pintu Ruang Pengering

Energi yang hilang melalui celah pintu dapat dihitung dengan

Persamaan (3.4) :

$$Q_{\text{hlcelah}} = U A \Delta T \quad (3.4)$$

Dengan :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (3.5)$$

dan,

$$h_i = 3,592 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_o = 1,711 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

celah pintu diasumsikan 0,1 cm tiap celah, sehingga luas celah total adalah 0.0076 m^2

Sehingga,

$$U = \frac{1}{\frac{1}{3,592 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} + \frac{1}{1,711 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}}$$

$$= 1,1583 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{hlcelah} = U A \Delta T \quad (3.4)$$

$$= (1,1583 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}) (0,0076 \text{ m}^2) (55-30) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$= 0,22 \text{ J/s}$$

5.2.4 Energi yang Hilang Melalui Bawah Ruang Pengering

Energi yang hilang melalui permukaan tanah dapat dihitung dengan

Persamaan (3.4):

$$Q_{hltanah} = U A \Delta T \quad (3.4)$$

Dengan :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\Delta X_{semen}}{k_w}} \quad (3.5)$$

dan,

$$K_{semen} = 1 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta X_w = 0,02 \text{ m}$$

Sehingga,

$$U = \frac{1}{\frac{1}{3,592 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} + \frac{0,02 \text{ m}}{1 \text{ W/m } ^\circ\text{C}}}$$

$$= 2 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\begin{aligned} Q_{hltanah} &= U A \Delta T \\ &= (2 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}) (5,769 \text{ m}^2) (55-30) \text{ }^{\circ}\text{C} \\ &= 288,45 \text{ J/s} \end{aligned} \quad (3.4)$$

Sehingga, total energi yang hilang adalah adalah :

$$\begin{aligned} Q_{hl} &= Q_{hldinding} + Q_{hltanah} + Q_{hlcelah} \\ &= 621,951 \text{ J/s} + 288,45 \text{ J/s} + 0,22 \text{ J/s} \\ &= 910,62 \text{ J/s} \end{aligned} \quad (5.14)$$

Sehingga, total energi yang dibutuhkan untuk penguapan adalah :

$$\begin{aligned} Q_{in} &= Q_{hl} + Q + Q_{conv} \\ &= 910,62 \text{ J/s} + 52.211 \text{ J/s} + 16.157 \text{ J/s} \\ &= 69.297 \text{ J/s} \end{aligned} \quad (3.12)$$

Sehingga, energi yang dibutuhkan adalah

$$\begin{aligned} Q &= Q t \\ &= 69.297 \text{ J/s} (1063,92 \text{ s}) \\ &= 73.707.845 \text{ J} \\ &= 73.707,845 \text{ kJ} \end{aligned} \quad (5.15)$$

5.3 Perancangan *Heat Exchanger*

Heat exchanger yang direncanakan adalah tipe *cross flow*. Di mana air panas dari drum yang dipanaskan dipompa menuju pipa-pipa *heat exchanger* dan udara pengering yang dialirkan oleh *exhaust fan* mengalir melalui luar luar pipa secara bersilangan. Pada perancangan kali ini, ditargetkan suhu dari udara pengering adalah 55°C. Sehingga diharapkan tidak terjadi fenomena *case hardening* pada sohun.

5.3.1 Spesifikasi *Exhaust Fan*

Dalam perancangan alat pengering ini, digunakan jenis *fan* dengan sebagai berikut

Dimensi	= 40 cm x 40 cm
<i>Airflow</i> 1 <i>exhaust fan</i>	= 0,558 m ³ / s
<i>Airflow</i> 4 <i>exhaust fan</i>	= 2,232 m ³ /s
<i>Mass flow</i>	= 2,676 kg/s = 9640,8 kg/jam
Kecepatan udara	= 3,48 m/s

5.3.2 Spesifikasi *Hot Pump*

Dalam perancangan *heat exchanger* ini, pompa yang digunakan memiliki spesifikasi sebagai berikut :

Tekanan	= 10 bar
Temperatur maksimal	= 100 °C
Diameter	= 1"

Sehingga, berdasarkan Persamaan *Poiseuille* didapatkan pompa tersebut memiliki aliran massa sebagai berikut :

<i>Flow</i>	= 23,59 m ³ / jam
<i>Mass flow</i>	= 6,368 kg/s

Energi pemanasan udara dari temperature lingkungan ke temperature ruangan adalah

$$\begin{aligned}
 Q_{udara} &= (\dot{m} c_p \Delta T)_{udara} & (5.16) \\
 &= (2,676 \frac{kg}{s})(1,007 kJ/kgK)(55-30)K \\
 &= 67.368 J/s
 \end{aligned}$$

Sehingga, total energi yang dibutuhkan untuk penguapan dan pemanasan udara adalah :

$$\begin{aligned}
 Q_{in} &= Q_{hl} + Q + Q_{conv} + Q_{udara} \quad (3.12) \\
 &= 910,62 \text{ J/s} + 52.211 \text{ J/s} + 16.157 \text{ J/s} + 67.368 \text{ J/s} \\
 &= 136.665 \text{ J/s}
 \end{aligned}$$

Kesetimbangan energi pada *heat exchanger* dapat disajikan pada Persamaan (3.1) :

$$\begin{aligned}
 Q_{in} &= Q_{out} \quad (3.1) \\
 Q_{udara \text{ in}} + Q_{air \text{ in}} &= Q_{udara \text{ out}} + Q_{air \text{ out}}
 \end{aligned}$$

dengan :

$$\begin{aligned}
 T_{udara \text{ in}} &= 30^\circ\text{C} = 303 \text{ K} \\
 T_{udara \text{ out}} &= 55^\circ\text{C} = 318 \text{ K} \\
 T_{air \text{ in}} &= 80^\circ\text{C} = 353 \text{ K} \\
 C_p \text{ udara @} 30^\circ\text{C} &= 1,007 \text{ kJ/kg K} \\
 C_p \text{ air @} 80^\circ\text{C} &= 4,197 \text{ kJ/kg K}
 \end{aligned}$$

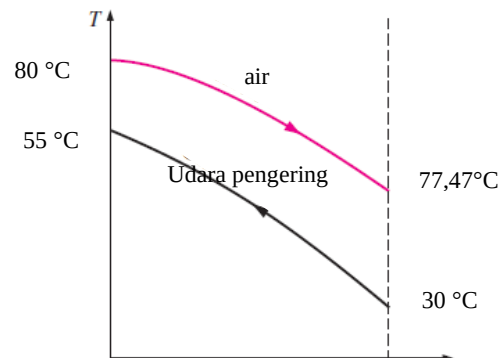
Sehingga,

$$\begin{aligned}
 Q_{in} &= Q_{out} \quad (3.1) \\
 (\dot{m} c_p \Delta T)_{udara} &= (\dot{m} c_p \Delta T)_{air} \\
 (2,676 \frac{kg}{s})(1,007 \text{ kJ/kgK})(55-30)\text{K} &= 6,3681 \frac{kg}{s}(4,197 \text{ kJ/kgK})(\Delta T) \\
 \Delta T &= 2,52^\circ\text{C} \\
 T_{airout} &= 77,47^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Luas bidang perpindahan panas dapat dihitung dengan Persamaan (3.2)

$$A = \frac{q}{UF (LMTD)} \quad (3.2)$$

Perpindahan panas pada *heat exchanger* dapat dilihat pada Gambar 2.2



Gambar 5.3 Ilustrasi suhu fluida masuk-keluar *heat exchanger*

LMTD dapat dihitung dengan Persamaan (5.17)

$$\begin{aligned}
 LMTD &= \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (5.17) \\
 &= \frac{(80 - 60) - (77,47 - 30)}{\ln \frac{(80 - 60)}{(77,47 - 30)}} \text{ K} \\
 &= 35,046 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan panas secara keseluruhan (U) dapat dihitung dengan Persamaan (3.6)

$$U = \frac{1}{R_t} \quad (3.6)$$

$$R_t = R_i + R_{F1} + R_k + R_{F2} + R_o \quad (5.18)$$

Dengan :

R_i = Tahanan termal akibat konveksi di dalam pipa

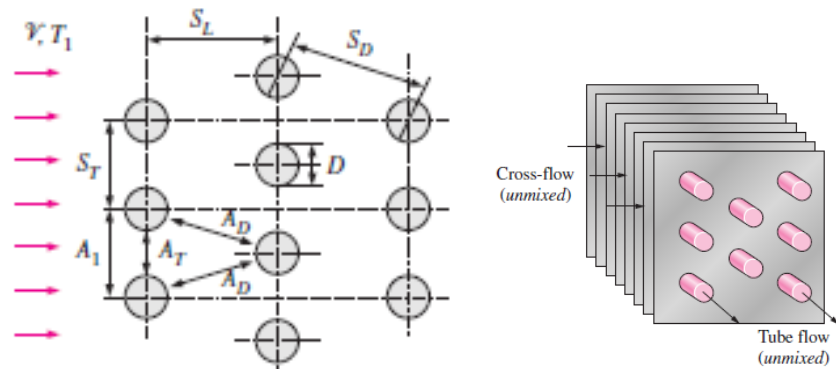
R_{F1} = Tahanan termal akibat faktor pengotor di dalam pipa

R_k = Tahanan termal akibat konduktivitas bahan

R_{F2} = Tahanan termal akibat faktor pengotor udara

R_o = Tahanan termal akibat konveksi udara

Jenis *heat exchanger* tipe *cross flow* dengan plat *fin* dapat diilustrasikan pada gambar 5.4



Gambar 5.4 Ilustrasi *heat exchanger* tipe *cross flow* (cengel, 1994)

Parameter- parameter perhitungan :

- | | |
|--|-------------|
| a. Arah x adalah arah udara dan arah y adalah arah gas buang | |
| b. Lebar <i>heat exchanger</i> | = 50 cm |
| c. Panjang <i>heat exchanger</i> | = 100 cm |
| d. Jari-jari luar pipa (r_o) | = 7,94 mm |
| e. Jari-jari dalam pipa (r_i) | = 6,69 mm |
| f. Tebal pipa | = 1,24 mm |
| g. <i>Fin</i> area (A_f/A) | = 0,86 |
| h. Tebal <i>fin</i> | = 2 mm |
| i. Jarak antar <i>fin</i> | = 40 mm |
| j. S_T | = 30 mm |
| k. S_L | = 60 mm |
| l. N_L (Jumlah baris) | = 8 |
| m. N_p (Jumlah pipa) | = 60 |
| n. $K_{\text{pipa tembaga @328K}}$ | = 397 W/m K |

Luas penampang melintang *heat exchanger* dihitung dengan Persamaan (5.19)

$$A = p \times l \quad (5.19)$$

$$\begin{aligned}
 &= 100 \text{ cm} \times 50 \text{ cm} \\
 &= 0,5 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Kecepatan udara masuk = 3,48 m/s

Temperatur film air dihitung dengan Persamaan (3.8)

$$\begin{aligned}
 T_{f \text{ air}} &= \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \\
 &= \frac{80 + 77,47}{2} \text{ } ^\circ\text{C} \\
 &= 78,735 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

Berdasarkan tabel A.9 (Cengel, 1994) ,P= 1atm dan T =78,735 °C, maka

- C_p = 4,159 kJ/ kg K
- k = 0,6669 W/m K
- ρ = 972,59 kg/m³
- ν = $3,7 \times 10^{-7}$ m²/s
- Pr =2,26

Luas penampang melintang air

$$\begin{aligned}
 A_{air} &= Np (\pi r^2) \\
 &= 60 (3,14)(6,69 \times 10^{-3}\text{m})^2 \\
 &= 8,432 \times 10^{-3}\text{m}^2
 \end{aligned} \tag{5.20}$$

Kecepatan air dalam pipa dapat dihitung dengan persaaam (5.20)

$$\begin{aligned}
 V_{air} &= \frac{\text{flow rate}}{A_{air}} \\
 &= \frac{26,42 \text{ m}^3/\text{jam}}{8,432 \times 10^{-3}\text{m}^2} \\
 &= 3156 \text{ m /jam} \\
 &= 0,87 \text{ m/s}
 \end{aligned} \tag{5.21}$$

Tahanan termal akibat konveksi air

Bilangan *Reynolds* air yang melewati pipa dapat dihitung dengan Persamaan (3.9)

$$\begin{aligned} Re &= \frac{v_{air} d_i}{\nu} \\ &= \frac{0,876 \text{ m/s } (0,0134) \text{ m}}{3,6 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} \\ &= 32.606 \quad (Re \geq 10.000 ; \text{Turbulen}) \end{aligned} \quad (3.9)$$

Nusselt number air dihitung dengan Persamaan (5.22)

$$\begin{aligned} Nu &= 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} \\ &= 0,023 32.606^{0,8} 2,22^{0,3} \\ &= 119,17 \end{aligned} \quad (5.22)$$

Koefisien perpindahan kalor dapat dihitung dengan Persamaan (5.23)

$$\begin{aligned} h_i &= Nu \frac{k}{d_i} \\ &= 119,17 \frac{0,670 \text{ W/m K}}{0,0134} \\ &= 5958,62 \text{ W/m}^2 \text{ K} \end{aligned} \quad (5.23)$$

Tahanan termal dalam pipa dapat dihitung dengan Persamaan (5.24)

$$\begin{aligned} R_i &= \frac{1}{5958,62 \text{ W/m}^2 \text{ K}} \\ &= 1,678 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ K} / \text{W} \end{aligned} \quad (5.24)$$

Tahanan termal pengotor akibat air adalah

$$RF_i = 0,0002 \text{ m}^2 \text{ K} / \text{W}$$

Tahanan termal akibat konduktivitas bahan dihitung dengan Persamaan (5.25)

dan (5.26)

$$\begin{aligned}\frac{A_c}{A_h} &= \frac{D_i}{D_o} \left(1 - \frac{A_f}{A}\right) \\ &= \frac{0,0134}{0,0159} (1 - 0,86) \\ &= 0,11\end{aligned}\quad (5.25)$$

$$\begin{aligned}R_k &= \frac{D_i \ln \frac{D_o}{D_i}}{2k \frac{A_c}{A_h}} \\ &= \frac{0,0134 \ln \frac{0,0159}{0,0134}}{2 (393)(0,11)} \\ &= 2,57 \times 10^{-5} \text{ m}^2\end{aligned}\quad (5.26)$$

Tahanan termal pengotor akibat udara pengering

$$RF_2 = 0,0004 \text{ m}^2 \text{ K} / \text{W}$$

Tahanan termal akibat udara pengering

Temperatur *film* udara

$$\begin{aligned}T_{f \text{ udara}} &= \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \\ &= \frac{30 + 55}{2} \text{ } ^\circ\text{C} \\ &= 42,5 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}\quad (3.8)$$

Berdasarkan tabel A.15 (Cengel, 1994) didapatkan *properties* udara sebagai berikut :

- k = 0,026805 W/m K
- ν = $1,726 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- Pr = 0,7248

Kecepatan maksimum udara melewati *heat exchanger* dihitung dengan Persamaan (5.27)

$$\begin{aligned}
 V_{max} &= \frac{S_T}{S_T - D} V \\
 &= \frac{30}{30 - 15,58} 3,48 \text{ m/s} \\
 &= 7,39 \text{ m/s}
 \end{aligned} \tag{5.27}$$

Bilangan *Reynolds* udara yang melewati *heat exchanger* dapat dihitung dengan Persamaan (3.9)

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{v_{air} d_i}{\nu} \\
 &= \frac{7,39 \text{ m/s } (0,0159) \text{ m}}{1,726 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} \\
 &= 6807,70
 \end{aligned} \tag{3.9}$$

Karena $N > 16$; $10^3 < Re \leq 2 \times 10^5$ dan $0,7 < Pr \leq 500$, maka *Nusselt number* dapat dihitung dengan Persamaan (5.28)

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0,35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{0,2} Re^{0,6} \frac{Pr^{0,25}}{Pr_s} Pr^{0,36} \\
 &= 0,35 \left(\frac{30}{60} \right)^{0,2} (6807,70)^{0,6} \frac{0,7248^{0,25}}{0,7154} 0,7248^{0,36} \\
 &= 54,77
 \end{aligned} \tag{5.28}$$

Koefesien perpindahan kalor dapat dihitung dengan Persamaan (5.29)

$$\begin{aligned}
 h_o &= Nu \frac{k}{d_i} \\
 &= 54,77 \frac{0,026805 \text{ W/m K}}{0,01588} \\
 &= 92,45 \text{ W/m}^2 \text{ K}
 \end{aligned} \tag{5.29}$$

Perhitungan efisiensi *fin* dihitung dengan Persamaan (5.30) hingga (5.33)

$$m = \left(\frac{4h_o}{k D} \right)^{0,5} \tag{5.30}$$

$$= \left(\frac{4(92,45)}{(393)(0,01588)} \right)^{0,5}$$

$$= 7,69$$

$$L_c = L + \frac{D}{4} \quad (5.31)$$

$$= 0,04\text{m} + \frac{0,0159\text{m}}{4}$$

$$= 0,044 \text{ m}$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} \quad (5.32)$$

$$= \frac{\tanh(7,69 \times 0,044)}{(7,69)(0,044)}$$

$$= 0,963$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (5.33)$$

$$= 1 - 0,86 (1 - 0,963)$$

$$= 0,968$$

Tahanan termal dapat dihitung dengan Persamaan (5.34)

$$R_o = \frac{1}{\eta_o h_o} \quad (5.34)$$

$$= \frac{1}{(0,968)(92,45 \text{ W/m}^2 \text{ K})}$$

$$= 0,01174 \text{ m}^2 \text{ K/ W}$$

Sehingga, tahanan termal keseluruhan dihitung dengan Persamaan (5.35)

$$R_t = R_i + RF_1 + R_k + RF_2 + R_o \quad (5.35)$$

$$= 1,678 \times 10^{-4} + 0,0002 + 2,57 \times 10^{-5} + 0,0004 + 0,0117$$

$$= 0,01199 \text{ m}^2 \text{ K/ W}$$

Koefesien perpindahan kalor total dihitung dengan Persamaan (3.6)

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{1}{R_t} \\
 &= \frac{1}{0,01199} \\
 &= 83,894 \text{ W /m}^2 \text{ K}
 \end{aligned}
 \tag{3.6}$$

Sedangkan, faktor koreksi (F) diperoleh dengan mengacu pada grafik *heat exchanger* dengan nilai P dan R dihitung dengan Persamaan (5.36) dan (5.37)

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \\
 &= \frac{60 - 30}{80 - 30} \\
 &= 0,6
 \end{aligned}
 \tag{5.36}$$

$$\begin{aligned}
 R &= \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \\
 &= \frac{80 - 78,64}{80 - 30} \\
 &= 0,028
 \end{aligned}
 \tag{5.37}$$

Sehingga, dalam grafik kita bisa ditentukan bahwa nilai $F \approx 1$ dan luas pipa bagian luar yang dibutuhkan dapat dihitung dengan Persamaan (3.2)

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{q}{U F (LMTD)} \\
 &= \frac{136.665 \text{ J/s}}{(83,89 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}})(1)(35,04 \text{ K})} \\
 &= 46,49 \text{ m}^2
 \end{aligned}
 \tag{3.2}$$

Karena direncanakan akan ada dua *heat exchanger*, maka, 1 *heat exchanger* akan memiliki luas sebagai berikut :

Panjang keseluruhan pipa dapat dihitung dengan Persamaan (3.3)

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{A}{\pi D} \\
 &= \frac{46,49 \text{ m}^2}{(3,14)(0,01588 \text{ m})} \\
 &= 932,4 \text{ m}
 \end{aligned} \tag{3.3}$$

Maka, jumlah pipa yang dibutuhkan dapat dihitung dengan Persamaan (5.38)

$$\begin{aligned}
 n &= \frac{L}{l} \\
 &= \frac{932,4 \text{ m}}{2,4 \text{ m}} \\
 &= 388,5 \text{ pipa} \approx 389 \text{ pipa}
 \end{aligned} \tag{5.38}$$

5.4 Pressure Drop pada Pompa

Pressure drop yang terjadi pada pompa dapat dihitung dengan Persamaan (5.39)

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2} \tag{5.39}$$

Nilai f dapat dihitung dengan diasumsikan bahwa pipa memiliki permukaan yang halus.

$$\begin{aligned}
 A_{air} &= N_p \left(\frac{1}{4} \pi d^2 \right) \\
 &= 389 \left(\frac{1}{4} \pi 0,0134^2 \right) \\
 &= 0,054 \text{ m}^2
 \end{aligned} \tag{5.40}$$

Kecepatan aliran air pada pipa dapat dihitung dengan Persamaan (5.41)

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{\text{flow rate}}{A} \\
 &= \frac{25,471 \text{ m}^3/\text{jam}}{0,054 \text{ m}^2}
 \end{aligned} \tag{5.41}$$

$$= 0,129 \text{ m/s}$$

Bilangan *Reynolds* dalam pipa dapat dihitung dengan Persamaan (3.9)

$$\begin{aligned} Re &= \frac{v_{air} d_i}{\nu} \\ &= \frac{0,129 \text{ m/s } (0,0159)\text{m}}{3,7 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} \\ &= 5.545(\text{Turbulen}) \end{aligned} \quad (3.9)$$

Sehingga, *f* dapat dihitung dengan Persamaan (5.42)

$$\begin{aligned} f &= (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \\ &= (0,790 \ln (5.545) - 1,64)^{-2} \\ &= 0,0374 \end{aligned} \quad (5.42)$$

Sehingga *pressure drop* pada pipa adalah

$$\begin{aligned} \Delta P &= f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2} \\ &= 0,0374 \frac{932,4}{0,0134} \frac{972,59 (0,3649)^2}{2} \\ &= 168.506 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (5.39)$$

Sehingga, dalam perancangan kali ini, dapat digunakan pompa dengan ketentuan:

$$\begin{aligned} \text{Flow (Q)} &= 23,59 \text{ m}^3/\text{jam} \\ \text{Head} &= 168.506 \text{ Pa} \end{aligned}$$

5.5 Rancangan *Solar Collector*

Pada perancangan *solar collector* kali ini, ada beberapa data awal yang sudah dimiliki, yakni sebagai berikut :

- Lama proses pemanasan = 6 jam (09.00-15.00)
- Luasan permukaan plat kolektor = 12,59 m²

- Sudut kemiringan plat (β) = 32°
- Posisi Kabupaten Banyumas = $-7,79^\circ$
- Data klimatologi yang digunakan adalah data pada bulan Juli tahun 2012

Pada perancangan *solar collector* kali ini, mengambil data radiasi matahari berdasarkan letak geografis Kabupaten Banyumas. Sebagai contoh, dalam perhitungan sudut radiasi matahari pada penelitian ini diambil menggunakan sampel data tanggal 30 Juni 2012 antara pukul 09.00 hingga pukul 15.00 WIB. Data tersebut adalah sebagai berikut :

- a. Hari pengamatan menggunakan sampel pada pertengahan tahun, yaitu 30 Juni dengan nilai $n = 182$
- b. Sudut *latitude* (Φ) Kabupaten Banyumas = $-7,79^\circ$ (tanda negatif berarti posisi berada di belahan bumi selatan)
- c. Ketinggian Kabupaten Banyumas berada di ketinggian 113 m
- d. Konstanta matahari (G_{sc}) adalah $1367 \text{ J/m}^2 \text{ s}$

Sudut jam matahari dapat dihitung dengan Persamaan (5.43) hingga (5.45)

$$\omega_1 = 15^\circ (09.00-12.00) \quad (5.43)$$

$$= -90^\circ$$

$$\omega_2 = 15^\circ (12.00-15.00) \quad (5.44)$$

$$= -45^\circ$$

$$\Omega = (-90-45)/2 \quad (5.45)$$

$$= 67,5^\circ$$

Bumi dalam peredaran mengitari matahari, berotasi dengan kemiringan $23,45^\circ$ terhadap bidang ekliptika. Kemiringan tersebut menyebabkan variasi sudut antara garis bumi-matahari terhadap bidang ekuator bumi setiap harinya. Variasi sudut ini disebut deklinasi matahari (δ). Sudut Deklinasi dapat dihitung dengan Persamaan (3.13)

$$\begin{aligned}
\delta &= 23,45 \sin \left(360 \frac{284+n}{365} \right) \\
&= 23,45 \sin \left(360 \frac{284+182}{365} \right) \\
&= - 21,89^\circ \text{ (tanda negatif, menunjukkan posisi berada di selatan ekuator)}
\end{aligned} \tag{3.13}$$

Analisa sudut datang matahari dapat dihitung dengan Persamaan berikut (3.14)

$$\begin{aligned}
\cos \theta &= \sin \delta \sin \Phi \cos \beta - \sin \delta \cos \Phi \sin \beta \cos \gamma \\
&\quad + \cos \delta \cos \Phi \cos \beta \cos \omega \\
&\quad + \cos \delta \sin \Phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega \\
&\quad + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega
\end{aligned} \tag{3.14}$$

$$\begin{aligned}
&= \sin(-23,12)\sin(-7,79) \\
&\quad - \sin(-23,12) \cos(-7,79)\sin(32) \cos(180) \\
&\quad + \cos(-23,12) \cos(-7,79) \cos(32) \cos(-67,5) \\
&\quad + \cos(-23,12) \sin(-7,79) \sin(32) \cos(-67,5) \cos(180) \\
&\quad + \cos(-23,12) \sin(32) \sin(180) \sin(-67,5) \\
&= 0,168059
\end{aligned}$$

Dikarenakan Kota Yogyakarta terletak di selatan equator, maka sudut datang bidang horizontal dapat dihitung dengan Persamaan (5.46)

$$\begin{aligned}
\cos \theta_z &= \cos (\Phi + \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin (\Phi + \beta) \sin \delta \\
&= \cos (-7,79 + 32)\cos(-23,12)\cos(-67,5) \\
&\quad + \sin(-7,79 + 32)\sin(-23,12) \\
&= 0,160993
\end{aligned} \tag{5.46}$$

Sudut jam matahari terbenam dapat dihitung dengan Persamaan (5.47)

$$\cos \omega_s = \tan \Phi \tan \delta \tag{5.47}$$

$$\begin{aligned}
&= -\tan(-7,79) \tan(-23,12) \\
&= -0,05840879488 \\
\omega_s &= 86,65^\circ
\end{aligned}$$

Radiasi matahari harian pada saat terbit hingga tenggelam dapat dihitung dengan Persamaan (3.16)

$$\begin{aligned}
H_o &= \frac{24 \times 3600}{\pi} G_{sc} \left[1 + 0,033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right] \left[(\cos\delta \cos\Phi \cos\omega + \right. \\
&\quad \left. \frac{\pi\omega_s}{180} \sin\delta \sin\Phi) \right] \\
&= \frac{24 \times 3600}{\pi} (1367) \left[1 + 0,033 \cos\left(\frac{360(182)}{365}\right) \right] [\cos(-7,79)\cos(- \\
&\quad 23,12)\cos(-67,5) + (3,14) \frac{86,15^\circ}{180^\circ} \sin(-7,79) \sin(-23,12)] \\
&= 12882261,18 \text{ J/m}^2 \text{ s}
\end{aligned} \tag{3.16}$$

Intensitas matahari ekstraterstrial perjam yang diterima oleh plat kolektor dapat dihitung dengan Persamaan (3.17)

$$\begin{aligned}
I_o &= \frac{12 \times 3600}{\pi} G_{sc} \left[1 + 0,033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right] (\cos\delta \cos\Phi (\sin\omega_2 - \\
&\quad \sin\omega_1) + \frac{\pi(\omega_2 - \omega_1)}{180} \sin\delta \sin\Phi) \\
&= \frac{12 \times 3600}{3,14} 1367 \left[1 + 0,033 \cos\left(\frac{360(182)}{365}\right) \right] [\cos(-7,79) \\
&\quad \cos(-23,12)(\sin(90-45)) + 3,14 \frac{(90-45)}{180} \sin(-7,79) \sin \\
&\quad (-23,12)] \\
&= 4.853.672,299 \text{ J/m}^2 \text{ s}
\end{aligned} \tag{3.17}$$

Besarnya Intensitas matahari langsung dapat dihitung dengan Persamaan (5.70)

$$I_b = H_o (1-k) \tag{3.18}$$

Dimana k merupakan perbandingan antara intensitas radiasi matahari *ekstrarestrial* (I_o) dengan intensitas radiasi total yang diterima permukaan (H_o) yang dapat dirumuskan pada Persamaan (3.19)

$$\begin{aligned} k &= \frac{I_o}{H_o} \\ &= \frac{4.853.672,299 \text{ J/m}^2 \text{ s}}{12882261,18 \text{ J/m}^2 \text{ s}} \\ &= 0,376717 \end{aligned} \quad (3.19)$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} I_b &= H_o (1-k) \\ &= (12.882.261,18 \text{ J/m}^2 \text{ s})(1- 0,376717) \\ &= 8.028.688,881 \text{ J/m}^2 \text{ s} \end{aligned} \quad (3.18)$$

Intensitas matahari *diffuse* dapat dihitung dengan Persamaan (3.20)

$$\begin{aligned} I_d &= H_o - I_b \\ &= 12882261,18 \text{ J/m}^2 \text{ s} - 8.028.688,881 \text{ J/m}^2 \text{ s} \\ &= 4.853.672,299 \text{ J/m}^2 \text{ s} \end{aligned} \quad (3.20)$$

Setelah melewati atmosfer radiasi matahari akan diserap, diteruskan dan juga dipantulkan. Dari pengaruh tersebut didapatkan besarnya intensitas matahari total yang diterima oleh permukaan bumi dan dapat dihitung dengan Persamaan (3.22)

$$I_T = I_b R_b + I_d \left(\frac{1+\cos\beta}{2} \right) + (I_b + I_d) \rho_g \left(\frac{1-\cos\beta}{2} \right) \quad (3.22)$$

Di mana R_b adalah perbandingan sudut datang matahari (θ) dengan bidang horizontal θ_z dihitung dengan Persamaan (5.48)

$$\begin{aligned}
 R_b &= \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \\
 &= \frac{0,168059}{0,160993} \\
 &= 1,2009145
 \end{aligned} \tag{5.48}$$

Sehingga intensitas matahari total yang diterima permukaan bumi dapat dihitung dengan Persamaan (3.22)

$$\begin{aligned}
 I_T &= I_b R_b + I_d \left(\frac{1+\cos\beta}{2} \right) + (I_b + I_d) \rho_g \left(\frac{1-\cos\beta}{2} \right) \\
 &= 8.028.588(1,2009145) + 4.853.672,299 \left(\frac{1+\cos(32)}{2} \right) + 0,2 \\
 &\quad (8028588,881+4853672,299) \frac{1-\cos(32)}{2} \\
 &= 14322307,23 \text{ J/m}^2 \text{ s}
 \end{aligned} \tag{3.22}$$

Intensitas radiasi matahari yang diterima oleh plat kolektor sangat dipengaruhi oleh nilai transmisifitas dan *absorsivitas* dari plat dan kaca penutup. Di mana kaca transparan memiliki nilai $\tau_g = 0,97$ dan $\rho_d = 0,03$. Sedangkan plat kolektor yang terbuat dari seng yang dicat hitam memiliki nilai *absorsivitas* (α) sebesar 0,95.

Sehingga, intensitas matahari yang diterima plat kolektor dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (3.23)

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d \left(\frac{1+\cos\beta}{2} \right) (\tau\alpha)_d + (I_b + I_d) (\tau\alpha)_g \rho_g \left(\frac{1-\cos\beta}{2} \right) \tag{3.23}$$

dengan :

$$(\tau\alpha) = 1,01 \frac{\alpha}{\alpha_n} \tau \alpha_n$$

Untuk radiasi beam pada $\theta = 0^\circ$:

$$\text{Dari gambar 4.11.1, } \frac{\alpha}{\alpha_n} = 1$$

$$\text{Dari gambar 5.3.1, } \tau = 0,88$$

$$(\tau\alpha)_b = 1,01 (1) (0,88)(0,95) = 0,844$$

Untuk radiasi difusi pada $\theta = 53^\circ$:

$$\text{Dari gambar 4.11.1, } \frac{\alpha}{\alpha_n} = 0,94$$

$$\text{Dari gambar 5.3.1, } \tau = 0,85$$

$$(\tau\alpha)_d = 1,01 (0,94) (0,85)(0,95) = 0,766$$

Untuk radiasi *ground* pada $\theta = 74^\circ$:

$$\text{Dari gambar 4.11.1, } \frac{\alpha}{\alpha_n} = 0,76$$

$$\text{Dari gambar 5.3.1, } \tau = 0,68$$

$$(\tau\alpha)_g = 1,01 (0,76) (0,68)(0,95) = 0,49$$

Sehingga, S dapat dihitung menggunakan Persamaan (3.23)

$$\begin{aligned} S &= I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d \left(\frac{1+\cos\beta}{2} \right) (\tau\alpha)_d + (I_b + I_d) (\tau\alpha)_g \rho_g \left(\frac{1-\cos\beta}{2} \right) \\ &= 8137550,696 + 3435441 + 195748,4112 \\ &= 11.768.740 \text{ J/ m}^2 \text{ jam} \\ &= 3269 \text{ J/ m}^2 \text{ s} \end{aligned}$$

Sehingga, kalor yang dihasilkan adalah

$$\begin{aligned} Q &= A S \\ &= 12,592 \text{ m}^2 (3269 \text{ J/ m}^2 \text{ s}) \\ &= 44.432, 12 \text{ W} \end{aligned} \tag{5.49}$$

Kalor yang hilang dari *Solar collector* dapat dihitung dengan membagi kemungkinan kalor yang keluar menjadi dua, yaitu kalor yang hilang melalui isolator dibawah pelat dan kalor yang hilang melalui kaca.

Energi yang hilang melalui kaca dapat dihitung dengan Persamaan (3.4)

$$Q = UA \Delta T \tag{3.4}$$

dengan :

$$\begin{aligned}
 h_{g-sky} &= \sigma \varepsilon_g (T_g + T_{sky}) (T_g^2 + T_{sky}^2) \\
 &= 5,67 \times 10^{-8} (0,9) (311 + 306) (311^2 + 306^2) \\
 &= 5,9934 \text{ W/m}^2 \text{ K} \\
 h_{g-sky} = U_L &= 5,9934 \text{ W/m}^2 \text{ K}
 \end{aligned} \tag{5.50}$$

Sehingga, energi yang hilang melalui kaca adalah

$$\begin{aligned}
 Q_{hlkaca} &= UA \Delta T \\
 &= 5,9934 \text{ W/m}^2 \text{ K} (13,592 \text{ m}^2) (355 - 303) \text{ K} \\
 &= 3991,65 \text{ J/s}
 \end{aligned} \tag{3.4}$$

Sedangkan, energi yang hilang melalui dinding isolator dapat dihitung menggunakan Persamaan (3.4)

$$Q = UA \Delta T \tag{3.4}$$

Dengan :

$$U = \frac{1}{R_t} \tag{3.6}$$

$$R_t = R_i + R_{pelat} + R_{kayu} + R_o \tag{5.51}$$

Hambatan termal diluar *solar collector*

Berdasarkan hasil perhitungan pada (5.17) didapatkan bahwa $h_o = 1,711 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

Hambatan termal oleh pelat dapat dihitung dengan Persamaan (5.52)

$$\begin{aligned}
 R_{pelat} &= \frac{\Delta x_{pelat}}{k_{pelat}} \\
 &= \frac{0,01}{0,038} \\
 &= 0,263 \text{ m}^2 \text{ K/ W}
 \end{aligned} \tag{5.52}$$

Hambatan termal oleh dinding kayu dapat dihitung dengan Persamaan (5.53)

$$\begin{aligned}
 R_{kayu} &= \frac{\Delta x_{kayu}}{k_{kayu}} \\
 &= \frac{0,05}{0,159} \\
 &= 0,314
 \end{aligned}
 \tag{5.53}$$

Hambatan termal udara pengering bagian dalam dapat dihitung dengan Persamaan (5.54)

$$R_i = \frac{1}{h_i} \tag{5.54}$$

dengan :

Temperatur film udara pengering dihitung dengan Persamaan (3.8)

$$\begin{aligned}
 T_{f \text{ gas buang}} &= \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \\
 &= \frac{35 + 30}{2} \text{ } ^\circ\text{C} \\
 &= 32,5 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}
 \tag{3.8}$$

Berdasarkan tabel A.9 (Cengel, 1994), P= 1atm dan T =32,5 °C, maka

- k = 0,026 W/m K
- ν = 1,6315 x 10⁻⁵ m²/s
- Pr = 0,7275

Sehingga,

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{v_{udara} d_i}{\nu} \\
 &= \frac{23,15 \text{ m/s } (2,62) \text{ m}}{1,6315 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} \\
 &= 3.689.243 \text{ (} Re \geq 10.000 \text{ ; Turbulen)}
 \end{aligned}
 \tag{3.9}$$

Nusselt number air dihitung dengan Persamaan (5.55)

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} \\
 &= 0,023 (3.689.243)^{0,8} (0,7275)^{0,3} \\
 &= 3628
 \end{aligned}
 \tag{5.55}$$

Koefesien perpindahan kalor dapat dihitung dengan Persamaan (5.56)

$$\begin{aligned}
 h_i &= Nu \frac{k}{di} \\
 &= 3628 \frac{0,026 \text{ W/m K}}{0,0729} \\
 &= 1296,4 \text{ W/m}^2 \text{ K}
 \end{aligned}
 \tag{5.56}$$

Tahanan termal dalam pipa dapat dihitung dengan Persamaan (5.57)

$$\begin{aligned}
 R_i &= \frac{1}{5958,62 \text{ W/m}^2 \text{ K}} \\
 &= 7,71 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ K / Watt}
 \end{aligned}
 \tag{5.57}$$

Sehingga, tahanan termal keseluruhan dihitung dengan Persamaan (5.58)

$$\begin{aligned}
 R_t &= R_i + R_{pelat} + R_{kayu} + R_o \\
 &= 7,71 \times 10^{-4} + 0,314 + 0,263 + 1,711 \\
 &= 2,288 \text{ m}^2 \text{ K/ W}
 \end{aligned}
 \tag{5.58}$$

Koefesien perpindahan kalor total dihitung dengan Persamaan (3.6)

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{1}{R_t} \\
 &= \frac{1}{2,28} \\
 &= 0,859 \text{ W /m}^2 \text{ K}
 \end{aligned}
 \tag{3.6}$$

Sehingga, kalor yang hilang melalui dinding isolator dapat dihitung dengan Persamaan (3.4) :

$$Q_{hldinding} = UA \Delta T
 \tag{3.4}$$

$$\begin{aligned}
 &= 0,859 \text{ W /m}^2 \text{ K (15,37 m}^2\text{) (308-303)K} \\
 &= 66,01 \text{ J/s}
 \end{aligned}$$

Sehingga, total energi yang masuk melalui solar collector dapat dihitung dengan Persamaan (5.59) :

$$\begin{aligned}
 Q_{in} &= Q - Q_{hldinding} - Q_{hlkaca} & (5.59) \\
 &= 44.432,12 \text{ J/s} - 66,01 \text{ J/s} - 3991,65 \text{ J/s} \\
 &= 40.374,46 \text{ J/s}
 \end{aligned}$$

Sehingga, dapat diketahui bahwa *solar collector* saat menerima radiasi matahari maksimal dapat memberikan kalor sebesar 40.374,46 J/s atau sebesar 58,2 % dari total kebutuhan energi total.

Selanjutnya, dilakukan pemilihan bahan-bahan untuk pembuatan *solar collector* dan didapat, material tersebut adalah sebagai berikut :

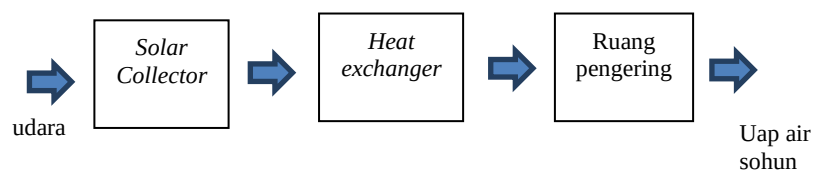
- Plat penyerap adalah seng yang dicat hitam buram dengan tebal 1mm
- Penutup transparan adalah kaca jenis *ordinary clear clime glass* dengan tebal 3mm
- Isolator yang digunakan adalah *glaswool* dengan tebal 5 cm
- Luas kolektor adalah 12,92m²
- Jumlah lapisan kaca (N) adalah satu

5.6 Gambaran Proses Aliran Udara Pengering pada Diagram *Psychrometric*

Aliran udara pengering pada alat ini dapat dibagi kedalam tiga tahap, yaitu

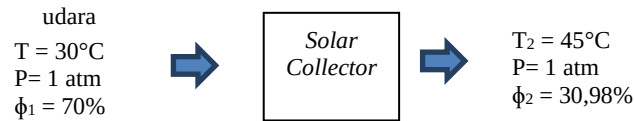
1. Sebelum dan setelah *solar collector*
2. Sebelum dan setelah *heat exchanger*
3. Sebelum dan setelah ruang pengering

Hal ini diilustrasikan pada gambar 5.5



Gambar 5.5 Ilustrasi aliran udara pengering

5.6.1 Aliran udara pengering sebelum dan setelah *solar collector*

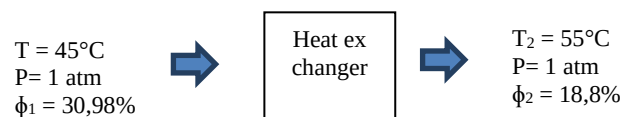


Gambar 5.6 Ilustrasi aliran udara pengering di *Solar Collector*

Kelembaban relatif dapat dihitung dengan Persamaan (3.27)

$$\begin{aligned}
 \phi_2 &= \frac{P_{v1}}{P_{sat@45^\circ\text{C}}} \\
 &= \frac{4,972 \text{ kPa}}{9,593 \text{ kPa}} \\
 &= 0,3098
 \end{aligned} \tag{3.27}$$

5.6.2 Aliran udara pengering sebelum dan setelah *heat exchanger*

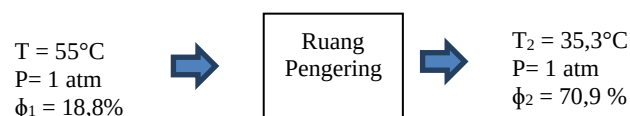


Gambar 5.7 Ilustrasi aliran udara pengering di *heat exchanger*

Kelembaban relatif dapat dihitung dengan Persamaan (3.27)

$$\begin{aligned}
 \phi_2 &= \frac{P_{v1}}{P_{sat@55^\circ\text{C}}} \\
 &= \frac{2,9722 \text{ kPa}}{15,76 \text{ kPa}} \\
 &= 0,188
 \end{aligned} \tag{3.27}$$

5.6.3 Aliran udara sebelum dan setelah ruang pengering



Gambar 5.8 Ilustrasi aliran udara pengering di ruang pengering

Kelembaban relatif dapat dihitung dengan Persamaan (5.60) dan kelembaban absolut dapat dihitung dengan Persamaan (3.28)

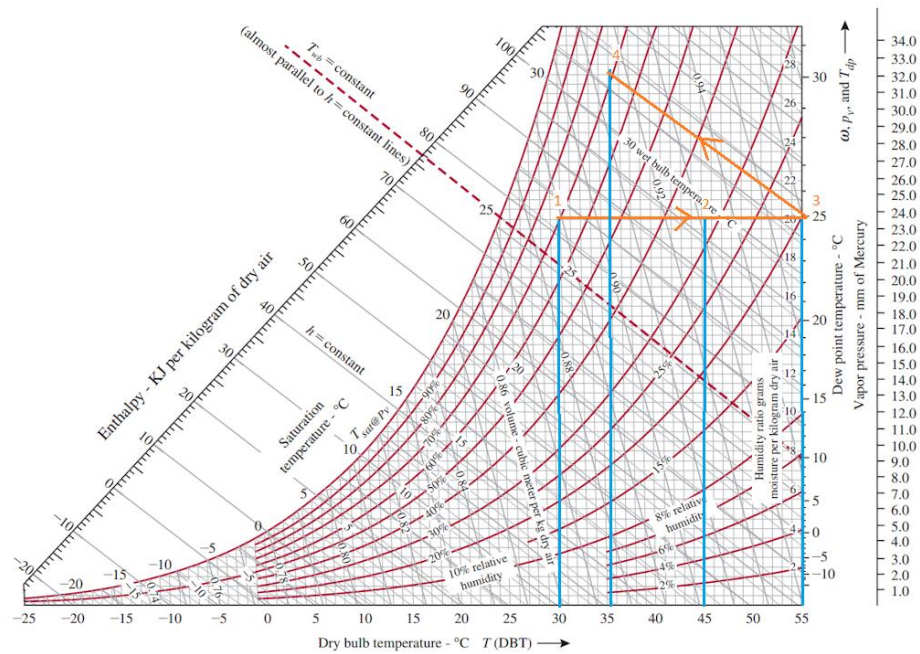
$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_4 - \omega_3) \quad (5.60)$$

$$0,0210 = 2,6 (\omega_4 - 0,0187)$$

$$\omega_4 = 0,026$$

$$\begin{aligned} \phi &= \frac{\omega P}{(0,622 + \omega) P_{sat@35^\circ C}} \\ &= \frac{0,0206 (101,33 \text{ kPa})}{(0,622 + 0,026)(5,73)} \\ &= 0,709 \end{aligned} \quad (3.28)$$

Sehingga, aliran udara pengering tersebut dapat digambarkan pada diagram *psychrometric* pada gambar 5.6



Gambar 5.9 Diagram *Psychrometric*

5.7 Pemilihan Drum Boiler dan Bahan bakar

Pemilihan drum boiler disesuaikan dengan kebutuhan air untuk *heat exchanger*. Kebutuhan air pada *heat exchanger* dapat dihitung dengan Persamaan (5.61)

$$\begin{aligned}
 V &= n \left(\frac{\pi}{4} D^2 \right) L & (5.61) \\
 &= 149 \left(\frac{\pi}{4} 0,0134^2 \right) 2,4 \text{ m} \\
 &= 0,05039 \text{ m}^3 \\
 &= 50,4 \text{ liter}
 \end{aligned}$$

Sehingga, drum yang digunakan adalah drum dengan volume minimum dua kali dari volume kebutuhan pada *heat exchanger* yaitu $2 \times 50,4 \text{ liter} = 100,78 \text{ liter} \approx 100 \text{ liter} = 100 \text{ kg air}$.

Bahan bakar yang digunakan dalam pengeringan sohun ini adalah sekam padi, yang memiliki nilai kalor 12552 kJ/ kg. Sehingga pembakaran dengan efisiensi 20 % dapat dihitung dengan Persamaan (3.29)

$$\begin{aligned}
 FCR \text{ HVF } \eta &= m c \Delta T & (3.29) \\
 FCR (12552 \text{ kJ/kg}) (20\%) &= 100 \text{ kg } (4,180 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}) (80-25)^\circ\text{C} \\
 FCR &= 9,157 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Sehingga dibutuhkan 9,157 kg sekam padi untuk menaikkan suhu air dalam drum dari 25°C ke 80°C untuk digunakan dalam pembakaran.

BAB VI

KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan

Pada perancangan alat pengering sohun ini, berdasarkan data kebutuhan pengeringan sohun BUMDes M.A.S Karang Pucung didapatkan hasil perancangan alat pengering sebagai berikut :

Heat Exchanger

- Panjang : 2400 mm
- Lebar : 500 mm
- Tinggi : 500 mm
- Diameter dalam pipa : 13,38 mm
- Diameter luar pipa : 15,88 mm
- Jumlah pipa : 149
- jumlah Fin : 60
- Material pipa dan fin : tembaga ($k = 397 \text{ W/m K}$)

Solar Collector

- Panjang : 4500 mm
- Lebar : 2600 mm
- Material pelat : seng (absorbsivitas = 0,95)
- Material kaca : *ordinary clear clime glass*
- Material isolator : kayu dan *glaswool*
- Kalor maksimum : 40.374,46 J/s
- Suhu maksimum : 44,97 °C

Ruang Pengering

- Panjang : 2400 mm
- Lebar : 2500 mm

- Tinggi : 2400 mm
- Material dalam ruang : *stainless steel* ($k = 15,7 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$)
- Material isolator : *glasswool* ($k = 0,038 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$)
- Jumlah *tray* : 100 *tray*
- Jumlah sohun : 19,1 kg sohun
- Waktu pengeringan : 30 menit

6.2 Saran

Berdasarkan hasil perancangan yang dilakukan, maka terdapat beberapa saran untuk perbaikan alatnya di masa yang akan datang. Saran tersebut adalah sebagai berikut :

1. Untuk memperoleh data pendukung yang valid, maka diperlukan nilai efisiensi yang lebih valid dari alat hasil rancangan ini. Hal ini bisa didapatkan dari pengujian yang dilakukan terhadap alat ini ketika telah selesai dimanufaktur.
2. Untuk meningkatkan hasil pengeringan yang lebih baik, maka dibutuhkan analisa kekuatan material dan analisa ekonomi. Sehingga didapatkan alat pengering yang memiliki kapasitas pengeringan maksimal dengan harga yang dapat dijangkau BUMDes).
3. Untuk meningkatkan hasil perancangan yang lebih baik dikemudian hari, diperlukan analisa dari hasil pengeringan terhadap sohun yang telah dikeringkan dengan alat ini, seperti warna, tingkat kekeringan dan waktu pengeringan.
4. Untuk kemudahan perancangan dan manufaktur alat pengering selanjutnya, diperlukan penelitian dan perancangan pengganti *heat exchanger* dengan radiator mobil yang terdapat di pasaran.

5. Untuk mendapatkan hasil yang lebih baik, ada baiknya dilakukan simulasi dengan *Software Computational Fluid Dynamic*.
6. Selain hal diatas, bagi peneliti yang akan melakukan rancangan alat pengering yang serupa dapat menjadikan hasil penelitian ini sebagai referensi awal dalam pengembangan alat pengering berikutnya.

DAFTAR PUSTAKA

- Aminah. (2013). *Analisis Efisiensi dalam Penggunaan Faktor-Faktor Produksi pada Industri Sohun di Kabupaten Cirebon*. Bandung: Universitas Pendidikan Indonesia.
- Badan Pusat Statistik. (2019). *Persentase Penduduk Miskin Menurut Provinsi*. Jakarta: Badan Pusat Statistik.
- Beckman, W., & Duffie, J. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.
- BK, D. B. (2012). Solar drying technology: potentials and developments. *Fundamental of Renewable Energy and Application*.
- Brooker, D., Bakker, F., & Hall, C. (1992). *Drying and Storage of Grains and Oilseeds*. New York, USA: Van Nostrand Reinhold.
- Cengel, A., & Boles, A. (2006). *Thermodynamics An Engineering Approach* (5th ed.). New York: McGraw-hill.
- Chan, Y., & Darius, A. (2018). Analisis Pengeringan Sohun dengan Mesin Pengering Hybrid Tipe Konveyor Otomatis. *FLYWHEEL: Jurnal Teknik Mesin UNTIRTA*, 2, 39-42.
- Departemen Perdagangan dan Perindustrian RI. (2002). *Pedoman Pembinaan Industri Kecil, Menengah dan Koperasi*. Jakarta: Penerbit Direktorat Jenderal Industri Kecil dan Dagang Kecil, Departemen Perindustrian dan Perdagangan.
- Fatimah, Turmuzi, M., Tambun, R., & Iriany. (2017). Rancangan Pengering Energi Surya Menggunakan Kolektor dan Kipas untuk Pengeringan Kakao Fermentasi. *Jurnal Penelitian dan Pengabdian Masyarakat*, 337-342.

- Hardjosentono, M., Badra, I., Wijato, Rachlan, E., & Tarmana, R. (2000). *Mesin-Mesin Pertanian*. Jakarta: PT. Bumi Aksara.
- Hu, J., Sun, X., Xu, J., & Li, Z. (2013). Numerical Analysis of Mechanical Ventilation Solar Air Collector with Internal Baffles. *Energy and Buildings*, 230-238.
- Indonesia, [S. (1995). *Standar Mutu Sohun*. Jakarta: Departemen Perdagangan dan Perindustrian.
- Jaya, B. K. (2012). *Rancang Bangun Alat Pengering Hasil Pertanian/Perkebunan dengan Flue Gas Mini Power Plant P3TKEBTKE Departemen ESDM RI*. Yogyakarta: Program Studi Teknik Mesin UGM.
- Mahadi. (2007). *Model Sistem dan Analisa Pengering Produk Makanan*. Medan: Universitas Sumatera Utara.
- Nasional, B. S. (2000). *Standar Nasional Indonesia Mi Kering (SNI No. 013551-2000)*. Jakarta: BSN.
- Prasetyo, T., N, L., Kamaruddin, A., K.D, I. M., & H.T, A. (2008). Pengaruh waktu pengeringan dan tempering terhadap mutu beras pada pengeringan gabah lapisan tipis. *Ilmiah Semesta Teknika 11(1)*, 29-37.
- Safrizal, R. (2010). *Kadar Air Bahan*. Jurusan Teknik Pertanian, Fakultas Pertanian, Universitas Syiah Kuala.
- Stikei, G. (1986). *Mechanics of Agricultural Materials*. Budapest, Hungary: Elsevier Science Publishers.
- Taib, G., G, S., & S, W. (1988). *Operasi Pengeringan pada Pengeolahan Hasil Pertanian*. Jakarta: PT. Mediatama Sarana Perkasa.
- Wahyudi, M., & Kusningsih. (2008). Teknik Pengeringan Mi Sagu dengan Menggunakan Pengering Rak. *Buletin Teknik Pertanian*, 62-63.
- Widyotomo, S., & Mulato, S. (2005). Penentuan Karakteristik Pengeringan Kopi Robusta Lapis Tebal. *Buletin Ilmiah INSTIPER*, 12, 15-37.

- Winarno, F., Faradiaz, S., & Faradiaz, D. (1980). *Pengantar Teknologi Pangan*. Jakarta: Gramedia.
- Wiradhani, T. (2012). *Rancang Bangun Pemanas Air Tenaga Surya dengan Menggunakan Kolektor Surya Plat Datar*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh November.
- Yadollahinia, A., Omid, M., & Rafie, S. (2008). Design and Fabrication of Experimental Dryer for Studying Agricultural Products. *Int. J. Agri.Bio*, 10, 61-65.
- Yosua, G., & Rahayu, W. (2014). *Proses Pengeringan Sohun Menggunakan Oven Melalui Pemanasan Bertahap*. Bogor: Institut Pertanian Bogor.

LAMPIRAN

Lampiran 1. Properti Logam (Cengel, 1994)

845

APPENDIX 1

TABLE A-3

Properties of solid metals (Continued)

Composition	Melting Point, K	Properties at 300 K				Properties at Various Temperatures (K), $k(\text{W/m} \cdot \text{K})/c_p(\text{J/kg} \cdot \text{K})$					
		ρ kg/m ³	c_p J/kg · K	k W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1000
Carbon-manganese-silicon (1% < Mn < 1.65% 0.1% < Si < 0.6%)		8131	434	41.0	11.6			42.2 487	39.7 559	35.0 685	27.6 1090
Chromium (low) steels:											
$\frac{1}{2}$ Cr– $\frac{1}{2}$ Mo–Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)		7822	444	37.7	10.9			38.2	36.7	33.3	26.9
1 Cr– $\frac{1}{2}$ Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)		7858	442	42.3	12.2			492 42.0	575 39.1	688 34.5	969 27.4
1 Cr–V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)		7836	443	48.9	14.1			492 46.8	575 42.1	688 36.3	969 28.2
Stainless steels:											
AISI 302		8055	480	15.1	3.91			17.3 512	20.0 559	22.8 585	25.4 606
AISI 304	1670	7900	477	14.9	3.95	9.2 272	12.6 402	16.6 515	19.8 557	22.6 582	25.4 611
AISI 316		8238	468	13.4	3.48			15.2 504	18.3 550	21.3 576	24.2 602
AISI 347		7978	480	14.2	3.71			15.8 513	18.9 559	21.9 585	24.7 606
Lead	601	11,340	129	35.3	24.1	39.7 118	36.7 125	34.0 132	31.4 142		
Magnesium	923	1740	1024	156	87.6	169 649	159 934	153 1074	149 1170	146 1267	
Molybdenum	2894	10,240	251	138	53.7	179 141	143 224	134 261	126 275	118 285	112 295
Nickel:											
Pure	1728	8900	444	90.7	23.0	164 232	107 383	80.2 592	65.6 530	67.6 562	71.8 562
Nichrome (80% Ni, 20% Cr)	1672	8400	420	12	3.4			14 480	16 525	21 545	
Inconel X-750 (73% Ni, 15% Cr, 6.7% Fe)	1665	8510	439	11.7	3.1	8.7	10.3	13.5	17.0	20.5	24.0
Niobium	2741	8570	265	53.7	23.6	55.2 188	52.6 249	55.2 274	58.2 283	61.3 292	64.4 301
Palladium	1827	12,020	244	71.8	24.5	76.5 168	71.6 227	73.6 251	79.7 261	86.9 271	94.2 281
Platinum:											
Pure	2045	21,450	133	71.6	25.1	77.5 100	72.6 125	71.8 136	73.2 141	75.6 146	78.7 152
Alloy 60Pt–40Rh (60% Pt, 40% Rh)	1800	16,630	162	47	17.4			52	59	65	69
Rhenium	3453	21,100	136	47.9	16.7	58.9 97	51.0 127	46.1 139	44.2 145	44.1 151	44.6 156
Rhodium	2236	12,450	243	150	49.6	186 147	154 220	146 253	136 274	127 293	121 311

Lampiran 2. Properti of Material Bangunan (Cengel, 1994)

849
APPENDIX 1

TABLE A-5

Properties of building materials (*Concluded*)
(at a mean temperature of 24°C)

Material	Thickness, <i>L</i> mm	Density, ρ kg/m ³	Thermal Conductivity, k W/m · K	Specific Heat, c_p kJ/kg · K	<i>R</i> -value (for listed thickness, <i>L/k</i>), K · m ² /W
Roofing					
Asbestos-cement shingles		1900	—	1.00	0.037
Asphalt roll roofing		1100	—	1.51	0.026
Asphalt shingles		1100	—	1.26	0.077
Built-in roofing	10 mm	1100	—	1.46	0.058
Slate	13 mm	—	—	1.26	0.009
Wood shingles (plain and plastic/film faced)		—	—	1.30	0.166
Plastering Materials					
Cement plaster, sand aggregate	19 mm	1860	0.72	0.84	0.026
Gypsum plaster:					
Lightweight aggregate	13 mm	720	—	—	0.055
Sand aggregate	13 mm	1680	0.81	0.84	0.016
Perlite aggregate	—	720	0.22	1.34	—
Siding Material (on flat surfaces)					
Asbestos-cement shingles	—	1900	—	—	0.037
Hardboard siding	11 mm	—	—	1.17	0.12
Wood (drop) siding	25 mm	—	—	1.30	0.139
Wood (plywood) siding lapped	10 mm	—	—	1.21	0.111
Aluminum or steel siding (over sheeting):					
Hollow backed	10 mm	—	—	1.22	0.11
Insulating-board backed	10 mm	—	—	1.34	0.32
Architectural glass	—	2530	1.0	0.84	0.018
Woods					
Hardwoods (maple, oak, etc.)	—	721	0.159	1.26	—
Softwoods (fir, pine, etc.)	—	513	0.115	1.38	—
Metals					
Aluminum (1100)	—	2739	222	0.896	—
Steel, mild	—	7833	45.3	0.502	—
Steel, Stainless	—	7913	15.6	0.456	—

Source: Table A-5 and A-6 are adapted from ASHRAE, *Handbook of Fundamentals* (Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, 1993), Chap. 22, Table 4. Used with permission.

Lampiran 3. Properti Air Jenuh (Cengel, 1994)

854
APPENDIX 1

TABLE A-9

Properties of saturated water

Temp. <i>T</i> , °C	Saturation Pressure <i>P</i> _{sat} , kPa	Density <i>ρ</i> , kg/m ³		Enthalpy of Vaporization <i>h</i> _{fg} , kJ/kg	Specific Heat <i>c</i> _p , J/kg · K		Thermal Conductivity <i>k</i> , W/m · K		Dynamic Viscosity <i>μ</i> , kg/m · s		Prandtl Number Pr		Volume Expansion Coefficient <i>β</i> , 1/K
		Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4185	1863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4180	1892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4181	1900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4183	1908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4185	1916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4187	1926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4190	1936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2321	4193	1948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4197	1962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2296	4201	1977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2283	4206	1993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2270	4212	2010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2257	4217	2029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2230	4229	2071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2203	4244	2120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2174	4263	2177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2145	4286	2244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2114	4311	2314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2083	4340	2420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2050	4370	2490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1,002.1	887.3	5.153	2015	4410	2590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1,254.4	876.4	6.388	1979	4460	2710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1,553.8	864.3	7.852	1941	4500	2840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³
220	2,318	840.3	11.60	1859	4610	3110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁵	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³
240	3,344	813.7	16.73	1767	4760	3520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁵	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³
260	4,688	783.7	23.69	1663	4970	4070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁵	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³
280	6,412	750.8	33.15	1544	5280	4835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁵	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³
300	8,581	713.8	46.15	1405	5750	5980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁵	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³
320	11,274	667.1	64.57	1239	6540	7900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	
340	14,586	610.5	92.62	1028	8240	11,870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁵	1.23	2.43	
360	18,651	528.3	144.0	720	14,690	25,800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁵	2.51	3.73	
374.14	22,090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁵	2.06	3.73	

Note 1: Kinematic viscosity ν and thermal diffusivity α can be calculated from their definitions, $\nu = \mu/\rho$ and $\alpha = k/\rho c_p = \nu/\text{Pr}$. The temperatures 0.01°C, 100°C, and 374.14°C are the triple-, boiling-, and critical-point temperatures of water, respectively. The properties listed above (except the vapor density) can be used at any pressure with negligible error except at temperatures near the critical-point value.

Note 2: The unit kJ/kg · °C for specific heat is equivalent to kJ/kg · K, and the unit W/m · °C for thermal conductivity is equivalent to W/m · K.

Sources: Viscosity and thermal conductivity data are from J. V. Sengers and J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986), pp. 1291–1322. Other data are obtained from various sources or calculated.

Lampiran 4. Properti Udara pada Tekanan 1 atm(Cengel, 1994)

860 APPENDIX 1							
TABLE A-15							
Properties of air at 1 atm pressure							
Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Density $\rho, \text{kg/m}^3$	Specific Heat $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Thermal Conductivity $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Thermal Diffusivity $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Dynamic Viscosity $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Kinematic Viscosity $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Prandtl Number Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Note: For ideal gases, the properties c_p , k , μ , and Pr are independent of pressure. The properties ρ , ν , and α at a pressure P (in atm) other than 1 atm are determined by multiplying the values of ρ at the given temperature by P and by dividing ν and α by P .

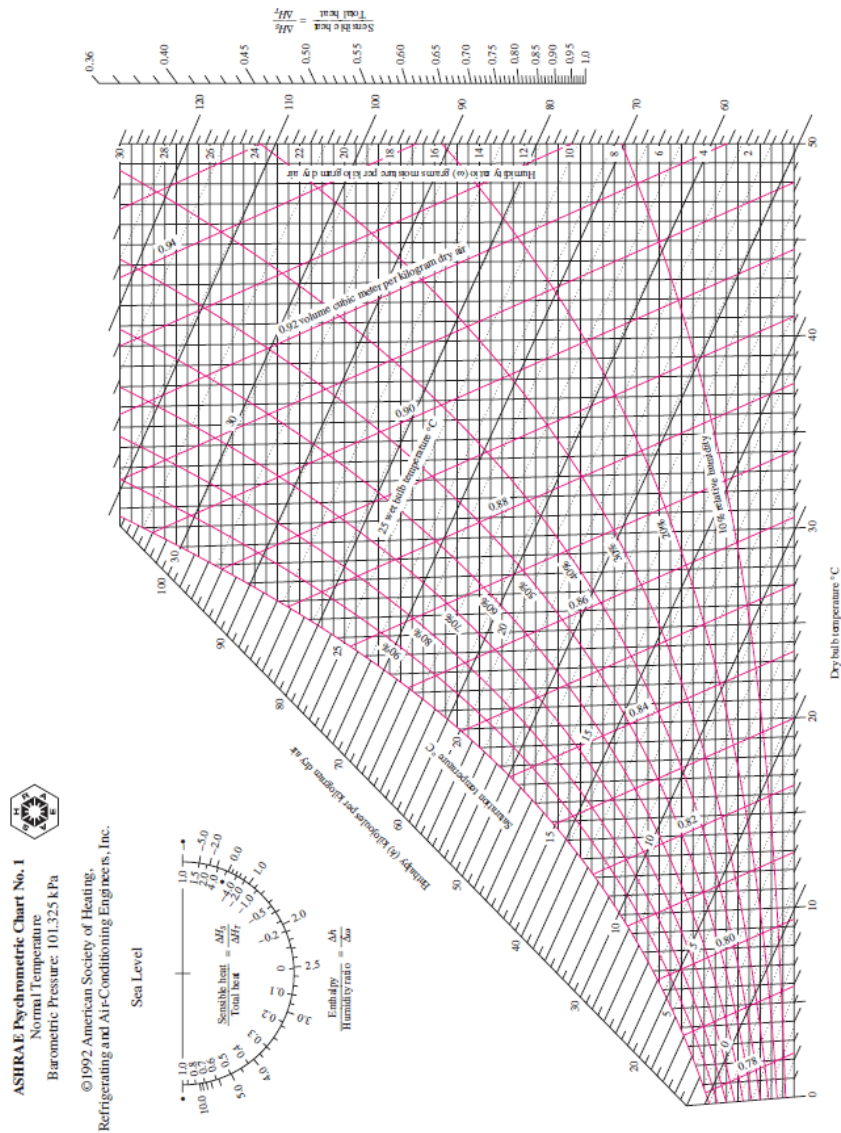
Source: Data generated from the EES software developed by S. A. Klein and F. L. Alvarado. Original sources: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198; and Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena, and P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-30607020-8.

Lampiran 5. Properti Radiasi Matahari pada Material(Cengel, 1994)

866 APPENDIX 1				
TABLE A-19 Solar radiative properties of materials				
Description/composition	Solar Absorptivity, α_s	Emissivity, ε , at 300 K	Ratio, α_s/ε	Solar Transmissivity, τ_s
Aluminum				
Polished	0.09	0.03	3.0	
Anodized	0.14	0.84	0.17	
Quartz-overcoated	0.11	0.37	0.30	
Foil	0.15	0.05	3.0	
Brick, red (Purdue)	0.63	0.93	0.68	
Concrete	0.60	0.88	0.68	
Galvanized sheet metal				
Clean, new	0.65	0.13	5.0	
Oxidized, weathered	0.80	0.28	2.9	
Glass, 3.2-mm thickness				
Float or tempered				0.79
Low iron oxide type				0.88
Marble, slightly off-white (nonreflective)	0.40	0.88	0.45	
Metal, plated				
Black sulfide	0.92	0.10	9.2	
Black cobalt oxide	0.93	0.30	3.1	
Black nickel oxide	0.92	0.08	11	
Black chrome	0.87	0.09	9.7	
Mylar, 0.13-mm thickness				0.87
Paints				
Black (Parsons)	0.98	0.98	1.0	
White, acrylic	0.26	0.90	0.29	
White, zinc oxide	0.16	0.93	0.17	
Paper, white	0.27	0.83	0.32	
Plexiglas, 3.2-mm thickness				0.90
Porcelain tiles, white (reflective glazed surface)	0.26	0.85	0.30	
Roofing tiles, bright red				
Dry surface	0.65	0.85	0.76	
Wet surface	0.88	0.91	0.96	
Sand, dry				
Off-white	0.52	0.82	0.63	
Dull red	0.73	0.86	0.82	
Snow				
Fine particles, fresh	0.13	0.82	0.16	
Ice granules	0.33	0.89	0.37	
Steel				
Mirror-finish	0.41	0.05	8.2	
Heavily rusted	0.89	0.92	0.96	
Stone (light pink)	0.65	0.87	0.74	
Tedlar, 0.10-mm thickness				0.92
Teflon, 0.13-mm thickness				0.92
Wood	0.59	0.90	0.66	

Source: V. C. Sharma and A. Sharma, "Solar Properties of Some Building Elements," *Energy* 14 (1989), pp. 805-810, and other sources.

Lampiran 6. Diagram Psychrometric pada Tekanan 1 atm



Prepared by Center for Applied Thermodynamic Studies, University of Idaho.

FIGURE A-31
 Psychrometric chart at 1 atm total pressure.
 Reprinted by permission of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA; used with permission.

Lampiran 7. Faktor *Fouling* pada *Heat Exchanger* (Cengel, 1994)

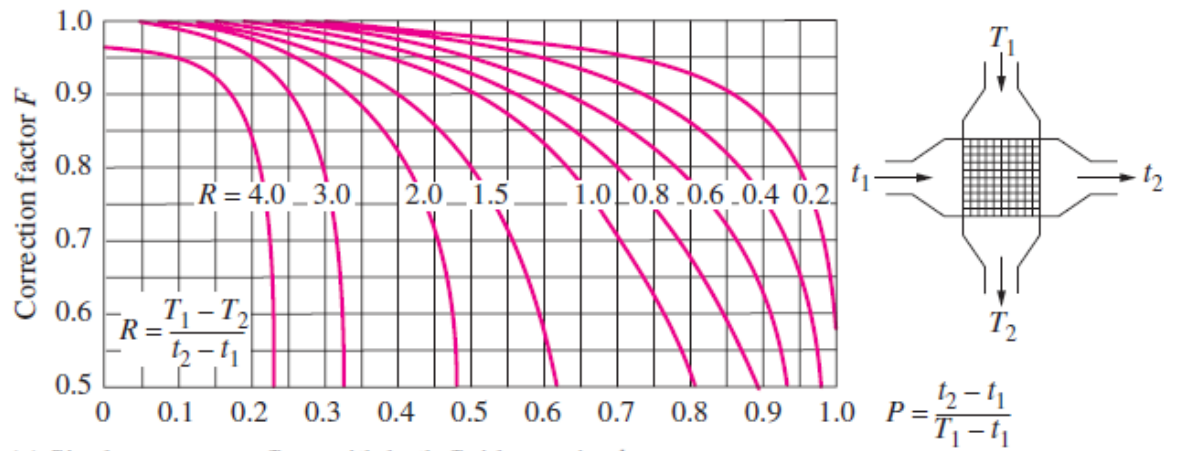
TABLE 13–2

Representative fouling
factors (thermal resistance due
to fouling for a unit surface area)

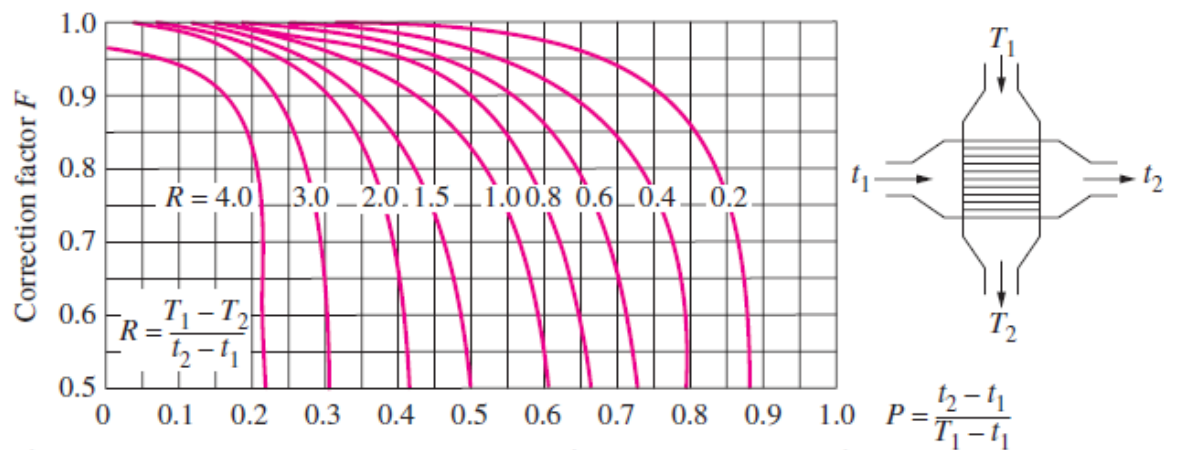
(Source: Tubular Exchange Manufacturers
Association.)

Fluid	$R_f, \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
Distilled water, sea water, river water, boiler feedwater:	
Below 50°C	0.0001
Above 50°C	0.0002
Fuel oil	0.0009
Steam (oil-free)	0.0001
Refrigerants (liquid)	0.0002
Refrigerants (vapor)	0.0004
Alcohol vapors	0.0001
Air	0.0004

Lampiran 8. Faktor Koreksi *Heat Exchanger* (Cengel, 1994)



(c) Single-pass cross-flow with both fluids *unmixed*



(d) Single-pass cross-flow with one fluid *mixed* and the other *unmixed*

**Lampiran 9. Diagram Rasio Absorbsivitas Matahari dan Absorbsivitas
Normal (Beckman dan Duffie, 2013)**

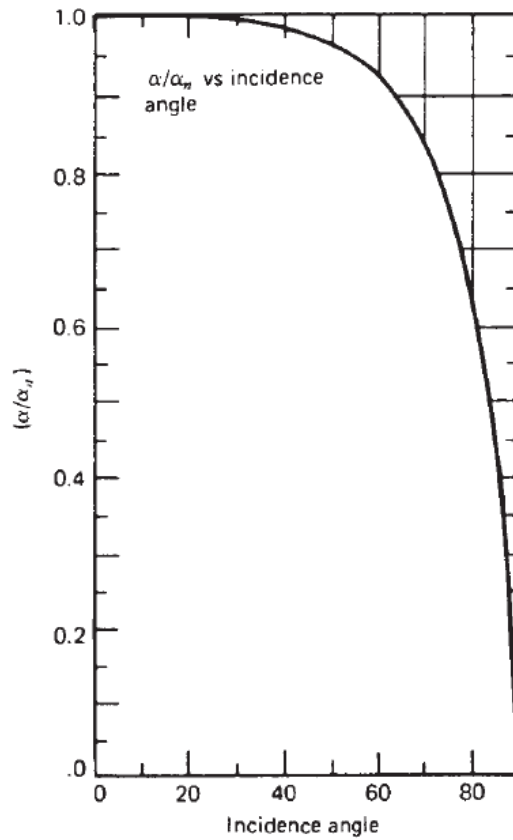


Figure 4.11.1 Ratio of solar absorptance and solar absorptance at normal incidence for a flat black surface. From Beckman et al. (1977).

Lampiran 10. Diagram Transmisivitas Kaca (Beckman dan Duffie, 2013)

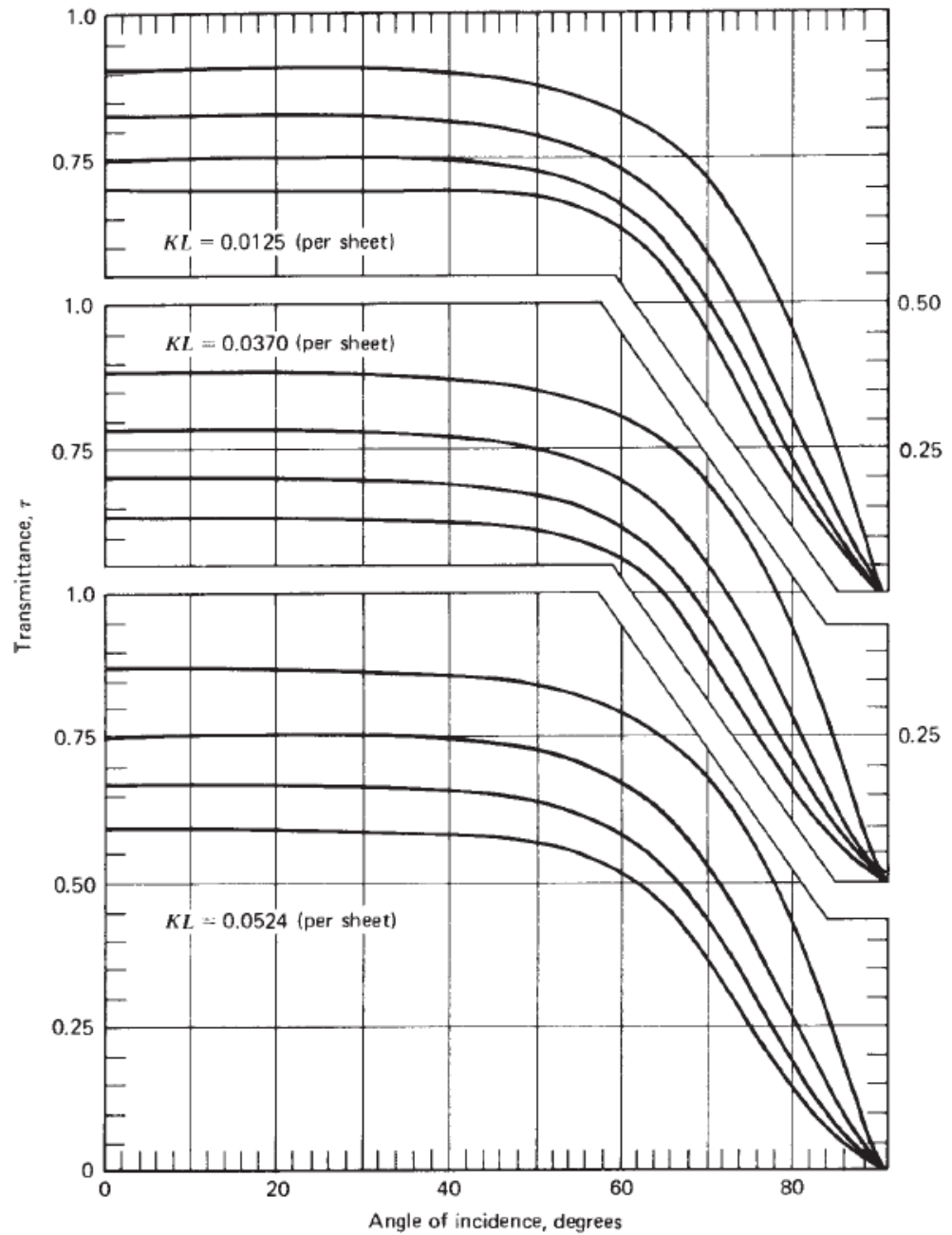


Figure 5.3.1 Transmittance (considering absorption and reflection) of one, two, three, and four covers for three types of glass.

Lampiran 11. Diagram Sudut Efektif Insidensi Radiasi Difusi Isotropik dan Radiasi Ground Reflected Isotropik pada Permukaan Miring (Beckman dan Duffie, 2013)

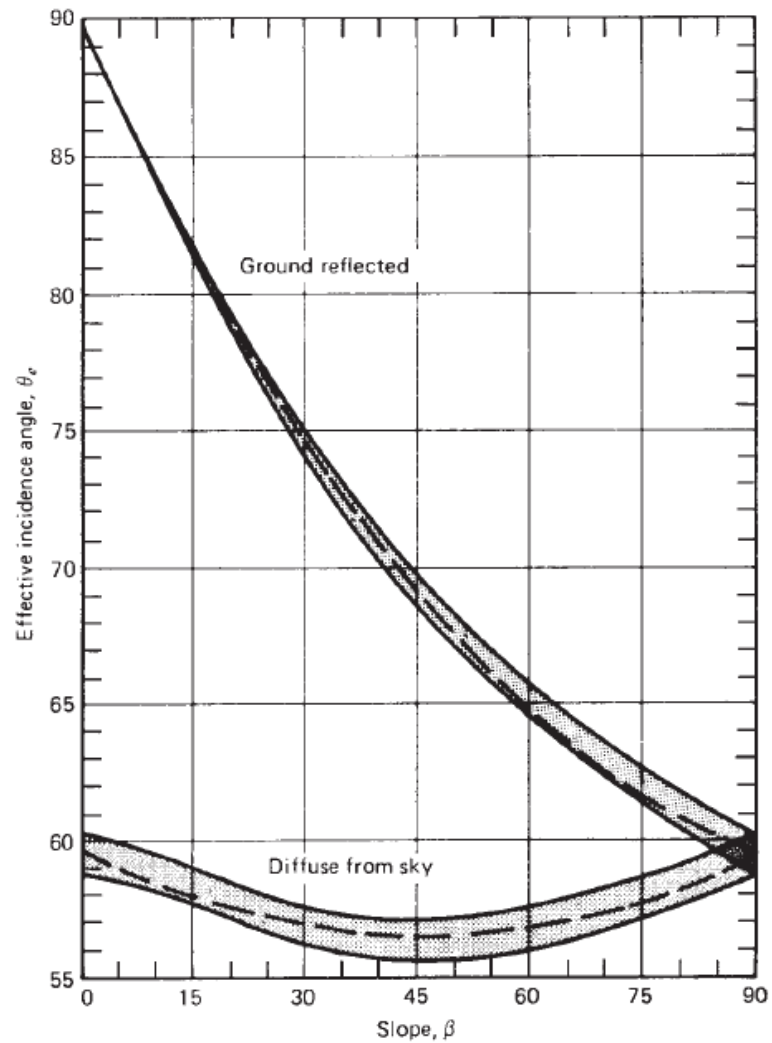


Figure 5.4.1 Effective incidence angle of isotropic diffuse radiation and isotropic ground-reflected radiation on sloped surfaces. From Brandemuehl and Beckman (1980).

Lampiran 12. Gambar Teknik Alat Pengering