

PENGARUH KETEBALAN DI TENGAH TABUNG MOTOR ROKET RX 122 YANG PANJANG

(THE EFFECT OF THICKNESS IN THE MIDDLE OF RX 122 LONG ROCKET MOTOR TUBE)

Ediwan

Pusat Teknologi Roket

Lembaga Penerbangan dan Antariksa Nasional

Jl. Raya LAPAN Rumpin – Bogor 16350 Indonesia

e-mail: ediwan.ok20@yahoo.com

Diterima 8 Desember 2016; Direvisi 23 Januari 2018; Disetujui 24 Januari 2018

ABSTRACT

In the calculation of rocket tube due to the effect of pressure and temperature, if the comparison of length and diameter is large, then the bending stress and buckling stress will occur because of the weight, shear force, and torsion of the tube. For this reason, the tube needs to be thickened on the middle part so the pressure in the middle part will be reduced but will not result a new bigger pressure. In-depth analysis of the tubes was conducted on a long tube which is 2000 mm long and having 122 mm diameter. The analysis was only regarding the effect of the pressure on the tube with same thickness and the tube with thickened middle part for the purpose of seeing the effect of thickening the middle part of the tube and how much thickness in the middle part is allowed, so the effect of bending and buckling stress can be neglected.

Keywords: *rocket tube, pressure effect*

ABSTRAK

Pada perhitungan tabung roket akibat pengaruh tekanan dan temperatur, bila perbandingan antara panjang dan diameter cukup besar, perlu memperhitungkan terjadinya tegangan *bending* akibat berat dan tegangan *buckling* akibat ketebalan. Untuk menghindari tegangan tersebut maka bagian tengah tabung harus lebih tebal agar tegangan bagian tengah berkurang, tetapi tidak menimbulkan tegangan yang lebih besar lagi. Analisis yang lebih mendalam tentang tabung dilakukan pada tabung yang cukup panjang yaitu 2000 mm dan diameter 122 mm. Analisis yang dilakukan hanya dari pengaruh tekanan saja pada tabung yang tebalnya sama dan tabung yang tengahnya dipertebal, dengan tujuan untuk melihat pengaruh penebalan bagian tengah tabung tersebut dan sampai ketebalan berapa tabung bagian tengah diizinkan sehingga akibat terjadinya *bending* dan *buckling* dapat diabaikan.

Kata Kunci: *tabung roket, pengaruh tekanan*

1 PENDAHULUAN

Setiap melakukan suatu perubahan dalam suatu desain, perlu memperhatikan semua pengaruh yang akan diterima struktur agar struktur yang akan digunakan aman dalam operasinya. Salah satu perubahan pada tabung RX122 adalah pengaruh ketebalan bagian tengah untuk menghindari tegangan *bending* dan *buckling*.

Ketebalan bagian tengah berfungsi untuk menurunkan tegangan yang terjadi dari tabung yang berukuran panjang dan tipis, dengan cara meningkatkan kekakuan pada bagian tabung tersebut.

Proses penebalan ini dapat dilakukan dengan cara menambah *ring* atau cincin pada bagian tengah tabung atau dari tabung yang tebal dibubut dengan menyisakan ketebalan hanya pada bagian tengah saja, seperti yang dilakukan pada roket RX 122 yang berdiameter 122 mm dan tebal 6 mm, sehingga tabung menjadi berat, untuk meringankan berat tabung maka tabung yang tebalnya 6 mm dibubut menjadi 2,5 mm dengan menyisakan ketebalan pada bagian tengah saja, dengan demikian berat tabung menjadi lebih ringan.

Pengaruh ketebalan bagian tengah ini akan dianalisa dari pengaruh tekanan, agar tegangan yang terjadi kecil, sehingga tabung tidak dianggap panjang dengan adanya ketebalan tersebut. Namun tegangan harus di bawah tegangan

ketika tabung tanpa penebalan, sehingga pengaruh *bending* dan *buckling* dapat diabaikan.

Analisa dilakukan dengan membuat variasi ketebalan bagian tengah, dari 2,5 mm tanpa penambah ketebalan, dimulai tebal 6 mm sampai 2 cm yang dilakukan pada tabung berdiameter 122 mm.

Penelitian ini dilakukan untuk mendapatkan struktur tabung motor roket yang lebih ringan namun tetap aman dalam operasinya, sehingga jangkauannya lebih jauh dan mencapai tujuan yang diinginkan.

2 TEORI DASAR

Perhitungan teoritis yang akan dilakukan adalah perhitungan *exact*, dan perhitungan yang menggunakan perangkat lunak komputer yaitu metode pendekatan atau rekayasa.

Hasil perhitungan secara teoritis dihitung dengan menggunakan rumus berikut (William 1992, ASME 2005)

- *Displacement* arah radial keluar dinding tabung di mana *P* adalah tekanan, *r* radius, *E* modulus elastisitas dan *t* tebal,

$$\Delta R = \frac{P \cdot R^2}{E \cdot t} \quad (2-1)$$

- Tegangan yang terjadi pada tabung arah keluar dinding

$$\sigma_\phi = \frac{P \cdot R}{t} \quad (2-2)$$

Tegangan *bending* adalah tegangan yang ditimbulkan oleh momen (*M*) yang bekerja di ujung-ujung pipa. Dalam hal ini tegangan yang terjadi dapat berupa Tegangan *Bending* akibat tarik dan tekan. Tegangan *bending* ini maksimum pada permukaan pipa dan nol pada sumbu pipa, karena tegangan tersebut merupakan fungsi jarak dari sumbu ke permukaan pipa (*c*). Hal ini dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\sigma_b = \frac{Mc}{I} \quad (2-3)$$

Dengan:

σ_b = Tegangan *bending*

M_c = Momen maksimum

I = Momen Inersia Penampang

- Tegangan geser yang menimbulkan *buckling* mencapai nilai maksimum pada sumbu pipa dan minimum pada jarak terjauh dari sumbu pipa yaitu permukaan luar pipa. Besar tegangan geser ini kebalikan dengan tegangan *bending*, sehingga besar tegangan geser pada tabung yang disebabkan oleh kecepatan roket adalah relatif kecil dibandingkan dengan tegangan *bending* yang dipengaruhi ketebalan pipa dan menyebabkan terjadinya *buckling*. (Roark dan Young, 2002, Parker, 1977).

$$\tau_{max} = \frac{V \cdot Q}{A_{max}} \quad (2-4)$$

Dengan:

τ_{max} = Tegangan geser

V = Gaya Geser

A = Luas penampang pipa

Q = Faktor bentuk untuk per geseran

- Puntiran dapat menyebabkan terjadi *buckling* juga, di mana suatu bentangan bahan dengan luas permukaan tetap dikenai suatu puntiran (*twisting*) pada setiap ujungnya dan puntiran ini

disebut juga dengan torsional, dan bentangan pipa tersebut dianggap sebagai poros (*shaft*). Untuk suatu poros dengan panjang *L* dan jari-jari *c* dikenai torsi *T*

Pergeseran sudut (*angular displacement*) ujung satu terhadap yang lainnya diberikan dengan sudut ϕ (dalam radian) adalah:

$$\phi = \frac{T \cdot L}{J \cdot G} \quad (2-5)$$

Dengan $J = \frac{\pi c^4}{2}$ adalah momen inersia polar pada luas permukaan. Jadi, tegangan geser torsional pada suatu jarak *r* dari sumbu poros luas permukaan adalah.

$$\tau = \frac{T \cdot c}{J} \quad (2-6)$$

yang bertambah secara linier, sehingga, tegangan geser maksimum yang terjadi pada $r = c$ adalah $\tau_{max} = \frac{Tc}{J}$ $\tau_{max} = \frac{T \cdot r}{J}$. Untuk poros pipa yang mempunyai jari-jari dalam r_i dan jari-jari luar r_o rumus di atas akan berlaku menjadi:

$$J = \frac{\pi (r_o^4 - r_i^4)}{2} \quad (2-7)$$

3 PERHITUNGAN TEORITIS

Perkembangan teknologi sekarang membuat semua pekerjaan menjadi lebih cepat dan hasil yang menakjubkan, karena penampilan simulasi secara grafis dan mudah dimengerti dan dipahami, serta sesuai dengan kemajuan komputer di semua bidang pekerjaan.

Analisa yang dilakukan pada struktur dengan komputer memerlukan pengetahuan dasar material dan koordinat 2 atau 3 dimensi, dari material dibutuhkan banyak data misalnya masa jenis, modulus elastisitas, koefisien termal dan sebagainya, begitu juga dengan koordinat berguna dalam pembuatan model benda yang akan dianalisis.

Tabung yang akan dianalisis adalah tabung dengan panjang 2000 mm, berdiameter 122 mm, dan tebal 5 mm yang dibubut menjadi 2,5 mm, dengan tekanan maksimum akibat pembakaran adalah 80 kg/cm². Dengan menggunakan rumus 2.2 maka didapat,

$$\sigma_{\phi} = \frac{80 \times 5}{0.25} = 1600 \text{ kg/cm}^2$$

Dari analisis pipa pada pengaruh tekanan, tegangan yang terjadi 1600 kgf/cm². Karena kekuatan maksimum pipa bahan AL6061 sebesar 3000 kgf/cm², sehingga faktor keamanan pipa atau tabung (Samuel 1984)

$$SF = \frac{3000}{1600} = 1.8$$

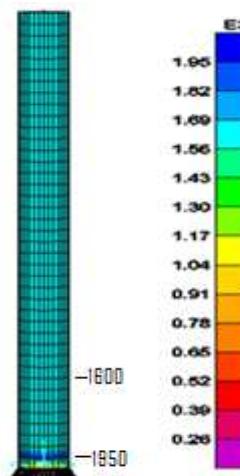
Khusus untuk motor roket, faktor keamanan 1,8 \geq 1 maka pipa sangat aman dari pengaruh tekanan saja, sedang beban yang lain masih diabaikan dan karena struktur hanya digunakan sekali saja, tetapi bila akan digunakan untuk bejana bertekanan dibutuhkan faktor keamanan yang jauh lebih tinggi, sebab bejana bertekanan beroperasi dengan waktu yang cukup lama dan akan digunakan dalam waktu bertahun-tahun.

Begitu juga untuk pemipaian di bidang perminyakan dibutuhkan faktor keamanan yang cukup tinggi dan pipa yang beroperasi dalam waktu yang lama harus memperhatikan juga faktor *bending*, korosi, *creep*, dan lelah. Perangkat lunak yang sudah menyediakan berbagai beban seperti faktor korosi, *bending stress* contohnya perangkat lunak Caesar yang khusus untuk perancangan sistem pemipaian (Ediwan 2013).

Walaupun dari faktor keamanan dianggap aman, tetapi karena tabung cukup panjang maka faktor keamanan tersebut tidak aman sebab dengan tabung yang panjang dan tipis perlu diperhatikan juga tegangan *bending* dan *buckling*, untuk menghindari hal tersebut tabung bagian tengahnya perlu ditebalkan (ASME 2005).

4 ANALISIS DENGAN SOFTWARE STRUKTUR

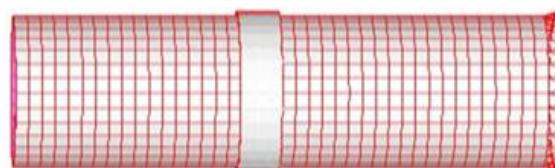
Untuk bagian tengah yang ditebalkan analisisnya dilakukan dengan bantuan perangkat lunak struktur untuk pipa atau tabung yang tebalnya 2,5 mm dari ujung ke ujung hasil simulasinya seperti Gambar 4-1 di bawah ini,



Gambar 4-1 Pipa yang tebalnya sama

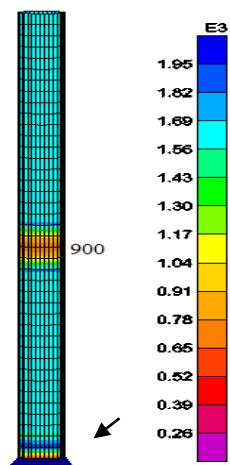
Pipa yang tebalnya sama hasil simulasinya menunjukkan bahwa tegangan maksimum 1950 kg/cm² dekat tumpuan atau sambungan, sedangkan untuk bagian yang jauh dari sambungan sama dengan hasil teoritis yaitu 1600 kg/cm², hal ini terjadi karena adanya konsentrasi tegangan dekat sambungan (Dieter, 1988).

Untuk menghindari adanya tegangan *bending* dan *buckling* maka tabung bagian tengah dipertebal dengan tujuan menurunkan tegangan bagian tengah. Berikut ini adalah pipa yang dipertebal bagian tengah tabung dari 2,5 mm menjadi 6 mm seperti yang ditunjukkan Gambar 4-2 model struktur di bawah ini



Gambar 4-2: Bentuk struktur yang ditebalkan

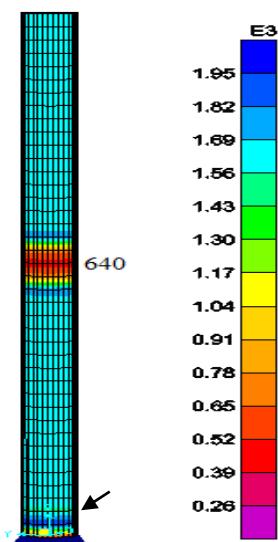
Untuk pipa atau tabung yang ditebalkan 6 mm di tengah dan bagian lain tetap 2,5 mm, hasil simulasinya dapat dilihat pada Gambar 4-3.



Gambar 4-3 Tabung ditebalkan 6 mm

Hasil penebalan bagian tengah dari 2,5 mm menjadi 6 mm terlihat tegangan yang terjadi di tengah menjadi 900 kg/cm^2 yang sebelumnya 1600 kg/cm^2 , sedangkan tegangan maksimum tetap di dekat sambungan sebesar 1950 kg/cm^2 (Ediwan 2005).

Akan dicoba simulasi penambahan tebal bagian tengah dari 6 mm menjadi 10 mm dan dapat dilihat pada Gambar 4-4.

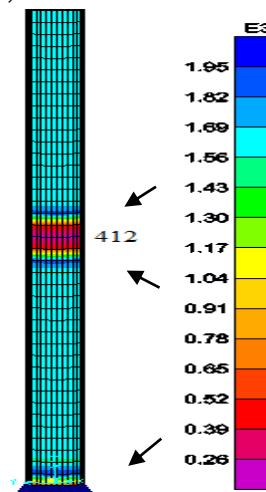


Gambar 4-4: Tabung ditebalkan 10 mm

Penebalan dari 6 mm menjadi 10 mm dapat menurunkan tegangan bagian tengah lebih kecil lagi dari 900 kg/cm^2 menjadi

640 kg/cm^2 , sedangkan tegangan maksimum masih tetap 1950 kg/cm^2 .

Berikut akan ditambah ketebalan bagian tengah menjadi 20 mm seperti Gambar 4,5.



Gambar 4-5: Tabung ditebalkan 20 mm

Dari simulasi tabung dengan menambah ketebalan menjadi 20 mm menghasilkan tegangan bagian tengah menjadi lebih kecil lagi yaitu 412 kg/cm^2 , tetapi bagian samping penebalan timbul tegangan maksimum lagi yang dapat membahayakan tabung terhadap tegangan yang lain.

5 PEMBAHASAN

Dengan mempertebal tengahnya dapat menurunkan tegangan bagian tengah saja, karena bila pipa sangat panjang tegangan tengahnya perlu diperkecil dengan cara diberikan tumpuan atau dipertebal, sedangkan tegangan maksimum tetap 1950 kg/cm^2 , selain itu faktor kehalusan permukaan dan kehalusan sambungan juga berpengaruh dalam memperbesar konsentrasi tegangan (Ediwan, 2012).

Hasil mempertebal dari 6 mm menjadi 10 mm tidak mengubah besarnya tegangan maksimum dan, lokasi konsentrasi tegangan tetapi tegangan bagian tengah menjadi lebih kecil lagi yaitu dari 900 kg/cm^2 pada ketebalan 6 mm menjadi 640 kg/cm^2 pada ketebalan 10 mm. Sewaktu tidak dipertebal atau tebalnya masih 2,5 mm,

tegangan bagian tengahnya masih tinggi yaitu 1600 kg/cm^2 dan bila pipanya panjang maka akan memudahkan terjadinya *bending* atau tekuk karena tegangannya masih tinggi, ditambah lagi dengan adanya beban temperatur, maka persoalannya semakin membahayakan struktur tersebut (ASME, 2012).

Untuk tabung yang dibuat dengan proses penggerolan panas atau dingin, sering meninggalkan tegangan sisa akibat proses reduksi dari bahan pipa tersebut (Roberts, 1983).

Hasil mempertebal dari 10 mm menjadi 20 mm tetap tidak mengubah besarnya tegangan dan lokasi konsentrasi tegangan tetapi menambah tegangan maksimum baru pada kedua sisi tabung yang ditebalkan, ini berbahaya walaupun tegangan bagian tengah menjadi lebih kecil lagi. Persoalan ini sering dilakukan dan berguna untuk tabung yang perbandingan panjang dan diameternya serta perbandingan diameter dan tebal sangat besar atau untuk menentukan jarak antara tumpuan yang aman pada pipa. Pipa yang diameternya kecil akan kelihatan lebih ramping bila panjangnya sama (Ediwan, 2005, 2013).

6 KESIMPULAN

- Hasil analisa secara teoritis menunjukkan bahwa tegangan masih cukup tinggi pada bagian tengah untuk tabung yang cukup panjang dan tebal sama 2,5 mm untuk sepanjang tabung, tegangan yang terjadi 1600 kg/cm^2 dengan faktor keamanan 1,8.
- Untuk menurunkan tegangan pada bagian tengah agar tegangan *bending* dan *buckling* tidak terjadi maka bagian tengah dipertebal, sehingga tegangan turun, contohnya ditebalkan menjadi 6 mm maka penurunan dari 1600 kg/cm^2 menjadi 900 kg/cm^2 .
- Penebalan yang lebih dari 20 mm menimbulkan konsentrasi tegangan baru di bagian tengah sehingga membahayakan tabung dan tidak diizinkan

- Penebalan bagian tengah maksimum 10 mm agar tidak timbul konsentrasi tegangan baru lagi.
- Mempertebal bagian tengah atau membuat ring akan menurunkan tegangan di bagian tengah tetapi ketebalan maksimum tidak boleh lebih besar dari 10 mm karena akan menambah daerah konsentrasi tegangan.
- Kesimpulan akhir menunjukkan bahwa tabung berdiameter 122 mm dengan tebal 2,5 mm aman dengan menyisakan ketebalan bagian tengah maksimum 6 mm sehingga didapatkan struktur yang ringan sesuai dengan perancangan.
- Roket ini sudah dilakukan uji statik dan uji terbang dan menunjukkan hasil yang cukup memuaskan, seperti jangkauan yang lebih jauh dan belum pernah gagal pada bagian tabungnya.

UCAPAN TERIMA KASIH

Ucapan terima kasih ditujukan kepada rekan peneliti dan teknisi struktur dan Bengkel Fabrikasi LAPAN Pustekroket atas kerjasama yang baik serta gambar teknik dan proses dalam perancangan tabung roket RX-122.

PERNYATAAN PENULIS

Menyatakan bahwa Tulisan Ilmiah yang akan dipublikasikan ini adalah hasil karya sendiri dan bukan merupakan duplikat sebagian atau seluruhnya dari karya orang lain, kecuali yang telah disebutkan sumbernya.

Pernyataan ini dibuat dengan sebenar-benarnya dan secara sadar serta tanggung jawab penulis

DAFTAR RUJUKAN

- ASME B31.1, 2012. *Power Piping*. New York: American Society of Mechanical Engineers, New York.
- ASME B31.3, 2012. *Process Piping*. ASME-American Society of Mechanical Engineers, New York.

- Chadwick, R., 1980. *Developments in Design and Application of Extrusion Presses for Metal Processing*, Int. Met. Rev, vol 25.no.3, 94-136.
- Dieter, G E., 1988. *Mechanical Metallurgy*, McGraw Hill Book Co, New York.
- Ediwan, 2005. *Bursting Test Tabung Berdiameter 12 Inchi t=12 mm dan 8 mm*, Prosiding Seminar Nasional Iptek Dirgantara.
- Ediwan, 2005. *Penelitian Penggunaan Bahan Baja Untuk Struktur Motor Roket*, Jurnal IPTEK Material (JIMAT) Diterbitkan oleh LAPAN.
- Ediwan, 2005. *Pengujian Kekuatan Bahan Tabung Motor Roket Pada Berbagai Temperatur*, Prosiding Seminar Nasional Iptek Dirgantara IX, Vol. 2, Diterbitkan LAPAN.
- Ediwan, 2005. *Proses Pembuatan dan Pengujian Tabung Dia 8" Tebal 7 mm Bahan Api-5L-X42*, Jurnal Ilmu dan Rekayasa Teknologi Industri (JIRTI) Vol.12, Diterbitkan Oleh FTI Universitas Empu Tantular.
- Ediwan, 2012. *Analisis Hasil Pengelasan Tabung Berdiameter 300 mm Tebal 8 mm*, Prosiding Siptekgan XVI, Diterbitkan Oleh LAPAN.
- Ediwan, 2013. *Analysys of Various Mesh Effect To The Stress and Displ in Rocket Motor Tube RX 420 Due To Chamber Pressure*. International Seminar of Aerospace science and Tecknology (ISAST), ISBN 978-979-1458-74-0. The published by LAPAN 2013.
- Parker E.R., 1977. *Material Missiles and SpaceCraft*, University Barkley California.
- Roark and. Young, 2002. *Formulas for Stress and Strain*, McGraw-Hill, New York.
- Roberts W.L., 1983. *Hot Rolling of Steel*, Marcel Dekker Inc, New York.
- Samuel L., Hoya, 1984. *ASME Hand Book Materials Properties*, Mc Graw-Hill, New York.
- Williams S.D., 1992. *Thermal Protection Materials*, NASA Reference Publication 1289.

