

PENYELESAIAN PROBLEM STRESS PADA PIPA DENGAN TEKNIK SPRING COLD DAN SPRING HANGER

Sanda

Pusat Rekayasa Perangkat Nuklir
Badan Tenaga Nuklir Nasional

ABSTRAK

PENYELESAIAN PROBLEM STRESS PADA PIPA DENGAN TEKNIK SPRING COLD DAN SPRING HANGER. Pengaruh suhu fluida yang mengalir di dalam pipa dari sebuah nozzle pompa ke nozzle tanki akan menyebabkan pemuaian atau pengkerutan. Kondisi tersebut akan menarik atau menekan ke arah nozzle pompa dan nozzle tanki. Akibat pergerakan pipa akan menimbulkan displacement dan gaya tarik terhadap pipa tadi. Oleh karena itu harus dihitung harga Displacement, Restraint dan Stress, agar gaya yang timbul mampu ditahan dan diterima oleh pipa tanpa harus mengalami perpatahan ataupun pecah sesuai dengan kekuatan material pipa. Berdasarkan perhitungan, menggunakan program Caesar II, dihasilkan displacement $Dy = -30,224$ mm, Restraint summary $Fy = 75851$ kg dan Stress = $5026,9$ kg/cm², kemudian dari data tersebut dilakukan pemotongan sebesar Dy dengan metode Spring Cold, lalu dilakukan running pada program Caesar II, ternyata hasilnya tidak jauh berbeda dengan hasil running awal, yaitu $Dy = -30,038$ mm, Restraint Summary $Fy = 75562$ kg dan stress = $5.006,7$ kg/cm². Hal tersebut diatas masih menunjukkan terjadinya stress pada instalasi pipa karena Restraint summary yang terjadi pada nozzle dan stress pada pipa sangat besar. Selanjutnya dicari solusi untuk menyelesaikan masalah stress tersebut dengan pertimbangan bahwa pipa $\varnothing 30''$ sangat rigid, yaitu dengan cara menghilangkan support dan mengganti dengan spring hanger, lalu dirunning dan dihasilkan Displacement $45,588$ mm, Restraint summary $Fy = -1,823$ kg dan Stress 2.1178 kg/cm² dengan allowable stress $2.121,1$ kg/cm². Melihat hasil perhitungan dengan spring hanger ternyata stress yang terjadi lebih kecil dari allowable stress, sehingga kondisi ini dinyatakan aman untuk diinstal.

Kata kunci: Cold Spring, Caesar 11.4., Pipa

ABSTRACT

THE FINISHING PROBLEM OF STRESS ON PIPE WITH COLD SPRING AND HANGER SPRING. The Fluid temperature influence stream in piping from pump nozzle to tank nozzle will cause expansion or contraction. This condition will pull or press to the nozzle. The consequences of piping displacement, so will rise return force to piping. Because of that must be calculated the displacement using Caesar 11.4 program so that force of rising can support by piping without fracture and break. From calculation, resulted displacement $Dy = -30,224$ mm, Restraint summary $Fy = 75851$ kg and Stress = $5026,9$ kg/cm² and then It done to cut of Dy with Cold Spring method, and so Running on Caesar 11,4 program, resulted that It not different with the first data namely yaitu $Dy = -30,038$ mm, Restraint Summary $Fy = 75562$ kg and stress = $5.006,7$ kg/cm². Because of data still stress on Piping Installation indicated by value of Restraint summary and stress were hight. And then It has taken solution by consideration that pipe of $\varnothing 30''$ very rigid, namely to lose The support and change with the sring hanger, so program of Caesar 11.4 has run and result of support displacement is $45,588$ mm, Restraint summary $Fy = -1,823$ kg dan Stress 2.1178 kg/cm² with allowable stress $2.121,1$ kg/cm². It see result of calculate with spring hanger, in fact The stress more little than allowable stress, so that this condition is safety to install.

Key words : Cold Spring, Caesar 11,4, Pipe.

1. PENDAHULUAN

Di dalam sebuah *Plant*, baik itu *LNG Plant, Petrochemical Plant, Fertilizer Plant, Nuclear Plant, Geothermal Plant, Gas Plant*, di *On Shore* maupun di *Offshore*, semuanya mempunyai dan membutuhkan Pipa. Pipa mempunyai fungsi untuk mengalirkan fluida dari satu tempat ke tempat lainnya. Fluida yang berada di dalamnya bisa berupa gas, air, ataupun uap air yang mempunyai suhu tertentu. Karena umumnya material pipa terbuat dari metal, maka sesuai dengan karakteristiknya, jika diberi suhu, maka pipa akan mengalami pemuaian, karena fluidanya panas, dan mengalami pengkerutan, jika fluidanya dingin. Setiap kejadian pemuaian ataupun pengkerutan dari pipa, akan menimbulkan pertambahan ataupun pengurangan panjang pipa dari ukuran semula, dalam skala horizontal.

Karena pipa tersambung dari satu alat (*equipment*) ke alat lain, maka pemuaian ataupun penyusutan secara otomatis akan membawa pengaruh terhadap titik dimana pipa tersebut tersambung. Misalnya, jika pipa tersebut digunakan untuk penyambungan dari sebuah *nozzle* pompa ke *nozzle* tangki, maka akibat dari pengaruh suhu fluida di dalam pipa, pipa akan memuai atau mengkerut yang pada gilirannya akan menarik atau menekan ke arah *nozzle* pompa dan *nozzle* tangki tersebut. Akibat pergerakan pipa tadi, maka akan ada gaya yang menekan atau menarik *nozzle* pompa dan *nozzle* tangki tersebut, disamping juga akan menimbulkan gaya balik terhadap pipa tadi. Pergerakan pipa tersebut yang sering disebut karakter pipa, akibat adanya pengaruh suhu fluida, besarnya perlu dihitung, sehingga diharapkan pergerakannya masih dapat ditahan dan diterima oleh pipa tanpa harus mengalami perpatahan ataupun pecah sesuai dengan kekuatan material pipa tersebut.

2. TEORI DASAR

Perhitungan *Stress Analysis* dari piping sistem dilakukan untuk menjamin bahwa piping sistem tersebut dapat beroperasi dengan aman. Pipa yang dialiri fluida akan mengalami pemuaian (*expansion*) atau pengkerutan (*contraction*) yang berakibat timbulnya gaya pada ujung koneksi. akibat dari suhu, berat pipa dan fluida itu sendiri serta tentu saja tekanan di dalam pipa. Dengan demikian, sebuah piping sistem haruslah didisain sefleksibel mungkin demi menghindari pergerakan pipa (*movement*), akibat thermal ekspansi atau thermal kontraksi yang bisa menyebabkan:

- a. Kegagalan pada piping material karena terjadinya tegangan yang berlebihan atau overstress maupun fatigue.
- b. Terjadinya tegangan yang berlebihan pada support pipa atau titik tumpuan.
- c. Terjadinya kebocoran pada sambungan flange maupun di Valve.
- d. Terjadi kerusakan material di *Nozzle Equipment* (Pompa, Tangki, Bejana Tekan, Penukar Panas), akibat gaya dan momen yang berlebihan dan juga akibat ekspansi atau kontraksi pipa tadi.
- e. Resonansi akibat terjadi Vibrasi.

Ada dua istilah *Allowable Stress*^[2] yang dikenal dalam perhitungan *stress*, diantaranya adalah

- 1). *Code Allowable Stress* pada suhu operasi
- 2). *Allowable Stress Range*: Istilah ini kurang begitu dikenal, yang diturunkan dari *Code Allowable Stress*, yang menjadi dasar dari *expansion and flexibility design*.

Allowable Stress piping system atau komponen pemipaan dihitung berdasarkan *Yield* atau *Tensile Strength material* pada suhu dingin sampai "*modest temperature*". Karakter material

seperti *Yield, Tensile Strength* dan *Modulus Elasticity* berbeda untuk setiap suhu. Makin tinggi suhu, maka nilai *Yield, Tensile* dan *Modulus Elasticity* material semakin mengecil.

1). Code Allowable Stress :

Code Allowable Stress dalam Appendix A Table A-1 dari ASME B31.3 disebut juga *Basic Allowable Stress* dan mempunyai dua istilah, yaitu *Sc* dan *Sh*. Istilah *Sc* adalah *Allowable Stress* untuk material pada "suhu dingin", dimana termasuk juga untuk *Cryogenic Service*, atau suhu ambang service. Sedangkan *Sh* adalah *Allowable Stress* untuk material pada suhu panas. Pada Table A-1 Appendix A B31.3 code tersebut, nilai *Allowable Stress* yang dicantumkan untuk suhu dibawah suhu "creep" (di bawah 800°F) adalah yang diambil paling kecil dibawah ini:

1. 1/3 dari SMTS (*Specified Minimum Tensile Strength*) pada suhu kamar
2. 1/3 dari *Tensile Strength* pada suhu operasi
3. 2/3 dari SMYS (*Specified Minimum Yield Strength*) pada suhu kamar
4. 2/3 dari *Yield Strength at Temperature*. Kecuali untuk *Stainless Steel* dan beberapa *Alloys Steel*, dimana nilainya adalah 90% dari *Yield Strength* pada suhu tertentu.

2). Allowable Stress Range:

Persamaan *Allowable Stress* untuk *Thermal Expansion Stress* adalah:

$$SA = 1.25 Sc + 0.25 Sh \quad (1)$$

dimana,

Sc = *Allowable Stress* pada suhu ambang

Sh = *Allowable Stress* pada Suhu Operasi.

Allowable Stress ini akan menjadikan sistem perpipaan akan aman beroperasi

dalam siklus 7000 kali tanpa kegagalan. Jika siklus yang terjadi diharapkan lebih dari 7000 kali, maka *Allowable Stress* akan berkurang dengan menambahkan faktor (*f*) pada formula diatas, yaitu :

$$Sa = f(1.25Sc + 0.25 Sh) \quad (1a) \quad (2)$$

dimana,

Sc = *Allowable Stress* pada suhu ambang

Sh = *Allowable Stress* pada Suhu Operasi

f = *Stress Range Factor*, dari 302.3.5 ASME B31.3.

Dalam situasi dimana *Sh* lebih besar dari *Sc*, maka perbedaan antara *Sh* dan *Sc* bisa ditambahkan pada harga 0.25*Sh* pada persamaan diatas, dengan demikian *Allowable Stress Range* menjadi:

$$Sa = f [1.25\{SC + Sh\} - SL] \quad (1b) \quad (3)$$

Formula ini juga disebut dengan *Liberal Allowable Stress*. Untuk formula (1a) dan (1b) diatas, *f* = *stress range factor*, dihitung dengan menggunakan formula (1c) dibawah,

$$f = 6.0 (N)^{-0.2} \leq fm \quad (1c) \quad (4)$$

fm = *maximum value of stress range factor* = 1.2 untuk *Ferrous material* dengan SMTS ≤ 517 Mpa (75 kpsi) dan pada suhu metal kurang atau sama dengan 371°C (700°F); *fm* = 1.0. Hubungan siklus dengan faktor *f* ditunjukkan dalam Tabel 1.

Tabel 1. Hubungan siklus N dengan harga faktor F.

No	Cycles N	Fakt or f
1	Sampai dengan 7.000	1,0
2	7.000 – 14.0000	0,9
3	14.000 – 22.000	0,8
4	22.000 – 45.000	0,7
5	45.000 – 100.000	0,6
6	100.000 – 200.000	0,5
7	200.000 – 700.000	0,4
8	700.000 – 2.000.000	0,3

Besarnya faktor f sangat mempengaruhi besarnya *Allowable Stress* yang diijinkan pada sistem pipa yang mengalami beberapa kali siklus, sehingga harus dipertimbangkan kondisi piping pada saat mengalami siklus serta dalam pemilihan material, juga harus lebih ketat dalam hal *weld acceptance criteria* dibandingkan dengan piping dengan *normal fluid service condition*. Adapun Pipa yang mengalami proses *Cold Spring* adalah:

Gaya reaksi akibat *Cold Spring*, R_m dapat ditentukan dari reaksi tanpa *Cold Spring* dengan menggunakan persamaan berikut: (ASME B31.3):

$$R_m = R \{1 - (2C/3)\} \{E_m/E_a\} \quad \text{--(22)}$$

(5)

Dimana:

R_m = *Cold Spring reaction, force* atau kg

R = *Reaction without Cold Spring, force* atau kg

C = *percent of Cold Spring*

E_m = *Young Modulus* pada suhu operasi, kg/cm^2

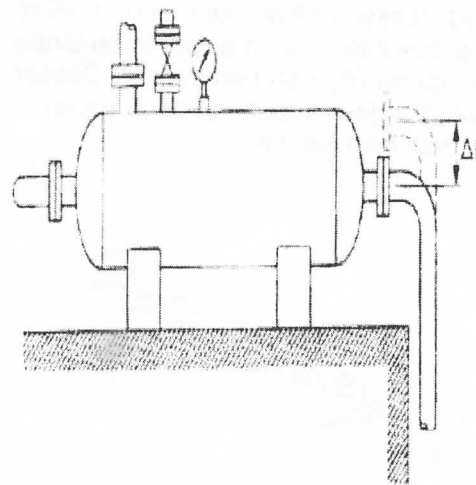
E_a = *Young Modulus* pada suhu ambang, kg/cm^2

Satu hal yang perlu diingat adalah penggunaan *Cold Spring* ini haruslah sudah diperhitungkan matang-matang baik dari sisi rancangan, maupun dari sisi konstruksi dan maintainannya kelak. Walaupun *Cold Spring* terdapat di ASME B31.3, namun keputusan untuk menggunakannya atau tidak, tergantung kepada *Client*, selaku pemilik *Plant* sekaligus yang akan melaksanakan operasi serta *maintenance* dikemudian hari.

3. HASIL DAN BAHASAN

Di dalam mengatasi permasalahan dalam *Piping Stress Analysis* pada arah sumbu Y, salah satunya dapat menggunakan metode **COLD SPRING**, ASME B31.3.^[1] Dalam ASME (code) dijelaskan bahwa *Cold Spring* adalah suatu deformasi yang

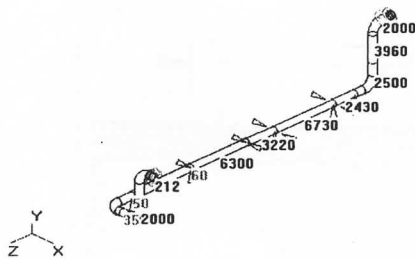
direncanakan pada suatu sistem pipa (*intentional deformation*) pada saat *assembling* untuk mendapatkan tanda *displacement* dan *stress* yang diinginkan. Jadi, prinsipnya, *Cold Spring* ini mempunyai tujuan untuk mendapatkan *stress level, forces* dan *moment* yang diharapkan masih di bawah ambang batas yang diijinkan oleh Code, dalam hal ini ASME B31.3 atau B31.1. Salah satu penggunaannya adalah pipa tersambung pada *equipment* di lapangan, seperti pada Gambar dibawah ini.



Gambar 1. *Displacement* yang terjadi pada nozzle tangki.

Dalam upaya untuk mengurangi *pipe expansion stressess* dan sekaligus mengurangi gaya reaksi yang menimpa *Nozzle* pada pipa yang dialiri suhu tinggi maka dilakukan pemotongan sepanjang perkiraan *displacement*, pada saat konstruksi. Kemudian, pipa ditarik sedemikian sehingga menjadi sejajar dengan sumbu *nozzle equipment* pada saat *erection*, dan kemudian disambungkan ke *Nozzle*. Tentu saja akan ada gaya reaksi pada *nozzle*, tapi ketika pipa mulai dialiri fluida atau dipanaskan, maka pipa akan berexpansi sesuai dengan panjang pipa yang dipotong tadi, sehingga beban reaksi akan menjadi "nol" pada saat operasi. Seperti pada Gambar 1. di atas, jika pipa diharapkan akan berekspansi

sebesar ΔL , maka saat konstruksi pipa akan dipotong sesuai dengan ΔL . Kemudian dipaksa menjadi senter (sejajar) dengan sumbu nozzle dengan cara menarik keatas, kemudian di baut. Sebelum fluida dialirkan, sistem masih dalam kondisi suhu ambang, maka akan ada gaya awal kearah bawah akibat gaya berat ditambah tarikan dari pipa, yang diterima *Nozzle*. Maka ketika piping sistem mulai dialiri fluida, pipa akan memuai sebesar ΔL . *Thermal expansion* akan mengganti "cut-short", dan akan menghilangkan gaya awal yang diterima oleh *Nozzle*, yang secara teori akan turun sampai menjadi "no". Gaya reaksi akibat *cold spring* (R_m) yang diakibatkan oleh gaya reaksi tanpa *cold spring* (R) dari perhitungan Caesar II yang terjadi seperti pada Gambar 2 dan data dibawah ini.



Gambar 2. Kondisi Pipa yang Awal

Displacemen yang dihasilkan :
Tabel 1. Nilai Displacemen Awal

Node	Dx (mm)	Dy (mm)	Dz (mm)
110	-13,071	-31,247	-7,080
120	0,051	1,023	8,128

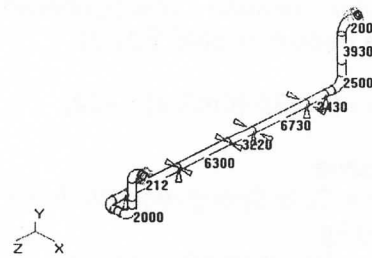
Besaran *code stress* pada node 120 =269,41%, *Stress* yang terjadi 5.026,9 kg/cm², dengan *allowable stress* 1.865,9 kg/cm² dan *bending stress* yang terjadi pada node 120 sebesar 5.024 kg/cm², sedangkan *Restrain Summary* pada node 120 yang terjadi pada *nozzle flens* adalah

Tabel 2. Nilai Force (Gaya) Awal

Node	Fx (kg)	Fy (kg)	Fz (kg)
4000	7.116	8.267	16.430

4010	708	75.851	-16.430
------	-----	--------	---------

Dari data displacemen diperoleh selisih $Dy = -30,224$ mm. Kemudian harga $Dy = -30,224$ mm dimasukan pada node 110 – 115 sehingga panjangnya menjadi $3960 - 30,224 = 3929,776$ mm dibulatkan 3930 mm (kondisi pipa yang telah dipotong kearah vertikal). Kemudian di running pada progam *Pipe Stress Analysis* agar displacemen dapat hilang dan kondisi pipa menjadi stabil, Sebagaimana ditunjukkan Gambar 3, d bawah ini.



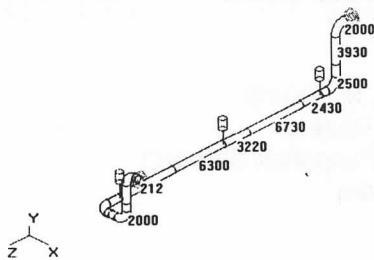
Gambar 3. Instalasi pipa setelah dipotong sesuai metode *Cold Spring* dan *Restrain*

Tabel 3. Nilai Displacemen Setelah Dipotong

Node	Dx (mm)	Dy (mm)	Dz (mm)
110	-13,035	-31,061	-6,692
120	0,051	1,023	8,128

Besaran *code stress* pada node 120 =268,29%, *Stress* yang terjadi 5.006,7 kg/cm², dengan *allowable stress* 1.866,2 kg/cm² dan *bending stress* yang terjadi pada node 120 sebesar 5.003,7 kg/cm², sedangkan *Restrain Summary* pada node 120 yang terjadi pada *nozzle flens* seperti Tabel 4. Nilai *force* (gaya) setelah dipotong

Node	Fx (kg)	Fy (kg)	Fz (kg)
4000	7.125	8.281	16.447
4010	709	75.562	-16.447



Gambar 4. Instalasi Pipa Setelah dipotong dengan Metode *Cold Spring* dan *Spring Hanger*

Dari hasil running Pipe stress analysis dengan cara menghilangkan *support* yang telah ada dan menggantinya dengan *Spring Hanger*, lalu di run, dihasilkan data seperti Tabel 5.

Tabel 5. Nilai Displacement Support *Spring Hanger*

Node	Dx (mm)	Dy (mm)	Dz (mm)
110	-8,624	-45,355	-83,883
120	-0,026	-0,233	5,814

Besaran *code stress* pada node 120 = 99,83%, *Stress* yang terjadi 2.117,8 kg/cm², dengan *allowable stress* 2.121,1 kg/cm² dan *bending stress* yang terjadi pada node 120 sebesar 2.116,7 kg/cm², sedangkan *Restrain Summary* yang terjadi pada *nozzle flens* adalah seperti Tabel 6.

Tabel 6. Nilai *Force* dengan *Support Spring Hanger*

Node	Fx (kg)	Fy (kg)	Fz (kg)
4.000	416	-1.823	5.313
4.010	-416	-1.273	-5.313

Data yang dihasilkan pada *running pipe stress analysis*, setelah *support* pipa instalasi diganti dengan *Spring Hanger* ternyata tidak terjadi lagi *stress* pada instalasi pipa.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan pembahasan di atas, ternyata metode *Cold Spring*

ketika data-datanya dimasukkan pada program *pipe stress analysis* tidak menyelesaikan masalah *displacement* dalam arah Dy (sumbu vertikal), bahkan nilai *displacement* dan *Force* hampir sama dengan kondisi awal terlihat pada Table 1 dan Table 3, Begitu juga *stress* yang terjadi ternyata pada kondisi awal mencapai 269,41% dan kondisi setelah dipotong sebesar 268,29%. Hal ini menunjukkan terjadinya *over stress* pada instalasi pipa, sehingga pipa tidak dapat diinstal di lapangan. Untuk itu maka dilakukan modifikasi terhadap *support* dengan cara mencari *support* yang cocok untuk kondisi pipa yang rigid dan menempatkannya pada posisi yang tepat. Setelah dilakukan beberapa kali pemasangan *support*, maka dihasilkan *Force* dari *Restraint Summary* pada node 4000 dan 4010 di bawah 10.000 kg. Besaran *code stress* pada node 120 = 99,83%, *Stress* yang terjadi 2.117,8 kg/cm², dengan *allowable stress* 2.121,1 kg/cm², sehingga dengan $\sigma_{\text{yang terjadi}} < \sigma_{\text{allowable}}$ yaitu 2.117,8 kg/cm² < 2.121,1 kg/cm², maka kondisi ini dinyatakan aman dan pipa bias diinstal di lapangan.

DAFTAR PUSTKA

- [1]. EUGENE F. MEGYESY. 1995. "Pressure Vessel Handbook", Tulsa Oklahoma,.
- [2]. Noname.2005. "Process Piping, ASME Code For Pressure Piping B.31", The American Society of Mechanical Engineers, USA.
- [3]. RASWARI.1987. "Perencanaan dan Penggambaran Sistem Perpipaan", UI Press, Jakarta,.
- [4]. ROBERT C. ROSALER, JAMES O.RICE.1983, "Piping System Design, Standard Handbok of Plant Engineering", Mc Graw Hill Book Company, New York.