

ANALISA BUCKLING PADA SPRING JIS SWP B7 DENGAN BEBAN 1183 N

To analyze buckling on a spring, an experimental and simulation test is needed at the time of subsequent loading from the test results and experiments that can later become a parameter for the manufacturing industry in designing a spring component. From the test results, based on the analysis of the occurrence of buckling over is the size of the squarneck where at the squarneck 6.00 mm and 6.30 mm buckling occurs 4.00 mm and 4.20 mm while the required standard is 3 mm so that it exceeds the existing standards. After reducing the squarneck to 4.00 mm and 4.30 mm, the results of the experiment resulted in buckling 2.00 mm and 2.20 mm which met the standard of less than 3 mm. Analysis of the standard coiling machine used refers to the free length, namely 257 to 260 mm at the 6.0 mm squarneck and 5.7 mm free length of 256.0 mm and 255.0 mm, which meets the standard after improvement experiments by changing Squarneck 3.0 mm and 4.0 mm resulting free length 258.0 mm and 259.0 mm which still meet the existing standards so that it does not affect the existing standards. The results of the safety factor test for the coil spring SWP B. 7.0 can be concluded that the safety factor has met the existing standards, namely $0.1500 < 1$. The results of calculations using experiments in the buckling testing process on the spring are stated to have met the standards by having a safety factor. < 1 .

Keywords: Buckling, Spring, JIS SWP B7, Safety Factor Test

Didik Sugiyanto

Universitas Darma Persada
Program Studi Teknik Mesin
didik_sugiyanto@ft.unsada.ac.id

Herry Susanto

Universitas Darma Persada
Program Studi Teknik Mesin
herry_susanto@ft.unsada.ac.id

Taufikul Ahdi

Universitas Bung Karno
Program Studi Teknik Mesin
taufikul_ahdi@gmail.com

1. PENDAHULUAN

Pegas merupakan salah satu elemen mekanik fleksibel yang paling mendasar dan banyak digunakan dalam beberapa aplikasi industri seperti timbangan, rem, suspensi kendaraan, dan katup mesin untuk memenuhi fungsi seperti menerapkan gaya, menyimpan atau menyerap energi, menyediakan sistem mekanis dengan fleksibilitas dan kekuatan atau tekanan. Selain itu, pegas heliks berfungsi sebagai bagian elastis untuk jenis penyerap getaran yang paling umum. Pegas heliks yang paling umum dikenal, digunakan dalam aplikasi ini, disajikan sebagai bentuk lengkung tiga dimensi silinder, yang dicirikan oleh bentuk spiral dan lengkungannya yang konstan di sepanjang sumbu [1].

Pada sepeda motor sistem suspensi atau pegas terdiri dari suspensi bagian depan dan bagian belakang yang memiliki fungsi sama yaitu peredam getaran akibat ketidakrataan medan jalan [2]. Kekakuan, ketahanan penyerapan, dan peredaman getaran merupakan faktor penting untuk pembentukan komponen dan struktur statis dengan beban gaya eksitasi. Metode pembentukan spesimen mengacu pada dimensi uji tekuk spesimen pada ASTM D 645. Kombinasi material yang memperingatkan kekerasan dan elongasi [3].

Bahan pegas dan kualitasnya biasanya dapat dipertimbangkan atau disorot dalam kasus seperti; (i) pegas yang dipasang pada produk mekanis, gagal karena fraktur atau deformasi signifikan yang digunakan, (ii) produk mekanis yang baru dirancang atau ditingkatkan, di mana diperlukan desain pegas baru, dalam hal ini, pegas dengan yang lebih tinggi kualitas dapat dibutuhkan, dan (iii) pengurangan biaya yang diminta untuk pegas yang telah digunakan tanpa apapun perbedaan kualitas [4].

Dalam semua situasi pegas sebagian besar dibebani dengan gaya tekan aksial di sepanjang garis tengahnya, yang dapat menyebabkan buckling jika pegas tidak dirancang dengan benar. Selain itu, beban aksial menurunkan frekuensi mode getaran lateral, yang mungkin membuktikan resonansi yang tidak terduga.

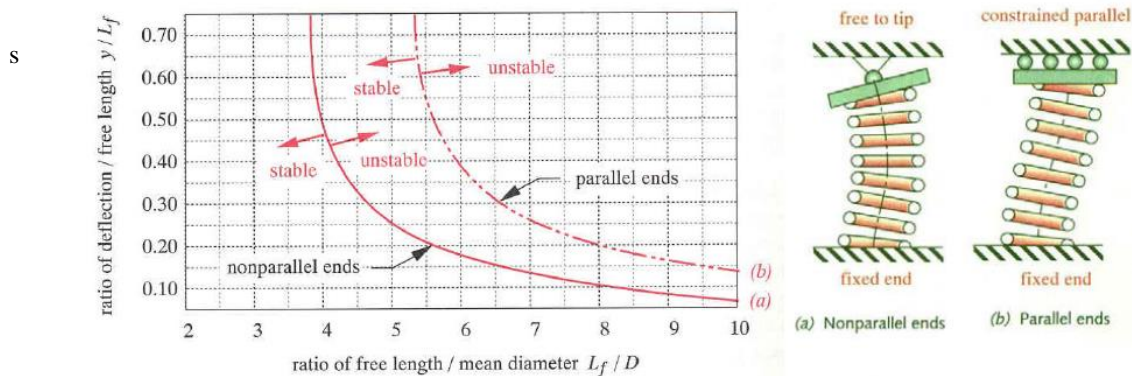
Dalam kedua kasus tersebut, pegas mungkin tidak lagi beroperasi pada kondisi desain dan ini dapat mengganggu kinerja, atau bahkan integritas, dari keseluruhan sistem. Kedua fenomena tersebut, yaitu ketidakstabilan statis dan penurunan frekuensi, saling berkaitan dan sering dipelajari bersama [5,6].

Buckling yang terjadi pada struktur sangat sensitif terhadap ketidaksempurnaan; ketidaksempurnaan ini bisa didapat dari berbagai jenis, misalnya, variasi ketebalan, perforasi, atau tegangan sisa. Kondisi pembebanan juga merupakan parameter penting yang mempengaruhi perilaku *buckling* dari suatu struktur [7]

Bakling adalah fenomena terkenal dalam mekanika struktural yang terjadi pada struktur elastis ramping yang terkena beban tekan. Ketika beban tekan ini melebihi nilai kritis tertentu, maka dikatakan bahwa struktur tersebut melengkung, dan status pasca tekuknya menjadi konfigurasi baru yang cacat (tertekuk). Dalam situasi seperti itu, elastika adalah solusi dari persamaan diferensial biasa nonlinier yang biasanya diselesaikan dalam bentuk integral elips [8,9,10,11].

Pegas tekan berperilaku seperti kolom yang dapat mengalami *buckling* jika terlalu ramping. Faktor kerampingan pegas dinyatakan dengan perbandingan antara panjang pegas terhadap diameter lilitan L_f/D . Gambar 1 menunjukkan daerah kondisi kritis dimana pegas dapat mengalami *buckling* untuk pemasangan paralel dan non paralel. Masalah *buckling* dapat dihindari dengan menempatkan pegas di dalam lubang atau pada batang [12].

Kondisi *Critical buckling* ditunjukkan pada Gambar 1 untuk pegas yang dibebani aksial dengan ujung dasar persegi. Kurva A adalah untuk pegas dengan satu ujung pada pelat datar dan ujung lainnya bebas dan miring (Gambar 1). Ini menunjukkan bahwa *buckling* akan terjadi ketika desain pegas berada di atas dan di sebelah kanan tidak stabil (*unstable*) kurva A, kecenderungan *buckling* jauh lebih stabil (*stable*) untuk pegas yang dikompresi antara pelat paralel seperti yang ditunjukkan pada kurva B. Untuk aplikasi yang membutuhkan pegas dengan rasio aspek tinggi dan defleksi besar, beberapa pegas dapat digunakan secara seri dalam tabung atau di atas batang, dengan panduan di antara pegas untuk mencegah pengikatan [13].



Gambar 1. Kondisi *critical buckling* pegas untuk ujung paralel dan non-paralel

Untuk menganalisa *buckling* pada *spring* maka diperlukan sebuah pengujian eksperimen dan simulasi pada saat pembebanan selanjutnya dari hasil pengujian dan eksperimen nantinya bisa menjadi parameter bagi industri manufaktur dalam merancang sebuah komponen pegas.

2. METODE DAN BAHAN

Dalam proses pengambilan data dilakukan survei di perusahaan manufaktur dengan mengambil sampel pegas pada sepeda motor matic terjadi *buckling over* pada proses penekanan, dari hasil survey ditemukan klaim 500 pcs material *spring* yang *buckling over* karena *squareness* atau permukaan *spring* tidak rata, selain itu juga ditemukan produk yang *buckling* juga terdapat *spring* yang bengkok [13].

Metode pelaksanaan dalam penelitian ini adalah dengan cara pengambilan sampel *spring* yang terjadi *buckling* selanjutnya dilakukan uji eksperimen menggunakan mesin uji *tester* dan mensin uji coil untuk mengetahui terjadinya *buckling*. Pengujian selanjutnya adalah pengujian simulasi yang didasarkan pada hasil hasil ekperimen sebagai acuan untuk menemukan kemungkinan penyebab terjadinya *buckling* pada *spring* akibat pembebanan tersebut. Pengujian selanjutnya adalah *improvement* pengujian yang didasarkan dari hasil simulasi yang bertujuan untuk melakukan perbaikan pada ekpserimen tersebut.

2.1 Bahan Pengujian

Bahan yang akan digunakan dalam penelitian ini yang ditunjukkan pada Gambar 2 merupakan *spring* SWP-B7.0 jenis *dynamic mechanical* JIS G 3522-1991 ukuran diameter 7 mm penggunaan *dynamic spring*. Komposisi material adalah C = 60%, Si = 12% dan Mn = 38% berikut adalah tabel nilai komposisi material *Spring SWP-B.7.0* [14].

Tabel 1. Komposisi kimia material *Spring SWP-B.7.0*

<i>Steel Spring</i>	C	Si	Mn	P	S
SWP-B	0,56 -0,60	1,35 – 1,65	0,35 – 0,65	≤ 0,030	≤ 0,030



Gambar 2. Sampel *Spring* Material Uji *Buckling*

2.2. Pengujian Ekperimen dengan Mesin *Setting RCU*

Mesin *setting* pada Gambar 3 berfungsi untuk pengepresan *spring* agar panjang nya sesuai standar yang telah di tentukan sesuai panjang dari komponen *spring*. Pada proses ini pada tahap akhir dilakukan semprot cairan antirust dan solar 1:1 fungsinya agar *spring* tidak mudah berkarat. Mesin ini memberikan tekanan secara radial atau vertical sehingga memberikan beban naik dan turun. Mesin ini digerakkan oleh tenaga hidrolik sehingga pergerakan langkahnya dapat dikendalikan dalam hitungan millimeter, kapasitas maksimum mesin uji tekan ini adalah 3000 kN yang merupakan kemampuan mesin dalam menguji tekan maksimal.

Sedangkan sampel pengujian berupa pegas shock absorber kendaraan roda dua dimana kapasitas beban maksimal kurang dari 3000 kN selanjutnya akan dilakukan uji tekan dengan beban yang diterima oleh alat uji yang ditunjukkan oleh indikator analog dalam jarum yang memiliki skala 0- 3000 kN. Tiap satu garis dalam skala indikator analog sebesar 30 kN. Untuk mendapatkan besaran dalam kilogram harus di konversikan yaitu dengan persamaan $1 \text{ kN} = 100 \text{ kg}$. Jadi tiap garis dalam skala indikator mewakili 3000 kg. Gambar 3 menunjukkan skala jarum indikator analog pada mesin uji tekan yang akan dipakai.

Cara kerja alat ini adalah pada landasan atas mesin diam dan hanya bergerak untuk memberikan sinyal atau penekanan kepada elemen skala indikator. Sedangkan landasan bawah mesin bergerak naik turun yang digerakkan oleh tenaga hidrolik sehingga memberikan penekanan pada alat yang akan diuji. Beban yang diterima oleh alat uji akan ditunjukkan oleh indikator yang memiliki skala 0- 3000 kN. *Spring* akan diberikan tekanan sampai stroke pada silinder habis (defleksi maksimum), sehingga kita akan mengetahui beban maksimum yang dimiliki *Spring* tersebut. Stroke pada silinder *Spring* dengan defleksi maksimum diperoleh dalam mm dapat di lihat pada mesin uji.



Gambar 3. Mesin *Setting RCU*

2.3. Pengujian Ekperimen dengan Mesin *Tester Pro 2000*

Mesin *Tester Pro 2000* pada Gambar 4 merupakan alat ukur yang berfungsi untuk menguji kondisi *spring* dari segi tegangan terhadap beban sekaligus bentuk dari *spring* pada saat menerima beban, prosedur pengambilan data pertama-tama kita ukur terlebih dahulu diameter luar dan diameter dalam menggunakan jangka sorong, setelah itu dapat melihat hasil yang tertera pada mesin *tester*, selanjutnya dicatat hasil angka *buckling over* yang tertera pada mesin.

Permasalahan yang terjadi dalam kasus ini adalah *buckling over* pada *spring* sepeda motor seperti pada Gambar 5. Dari beberapa kali manufaktur mengalami *buckling*, polanya *spring* yang ditunjukkan selalu sama dan berada di bagian atas sampai ke bawah. Proses pembebanan berlangsung dengan tekanan konstan. Di bawah ini adalah gambar dan diagram laju pembebanan yang diambil dari lokasi proses produksi *spring*.

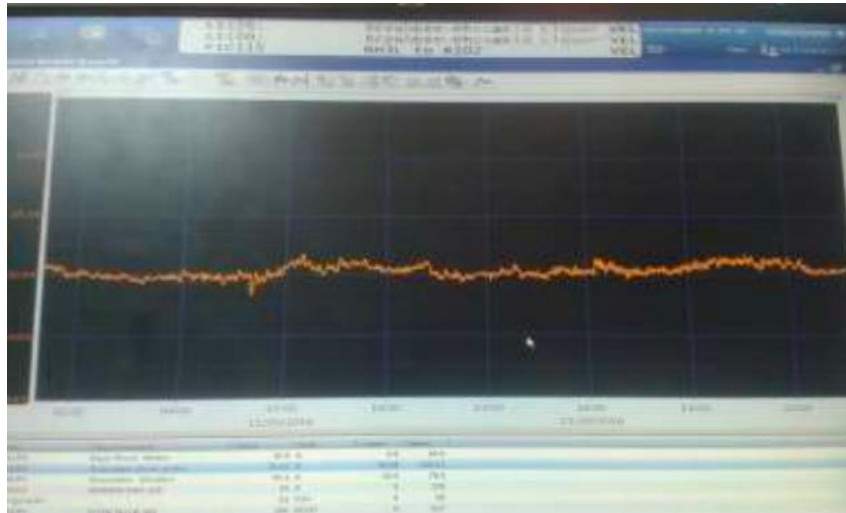


Gambar 4 Mesin *Tester Pro 2000*



Gambar 5 Foto kerusakan pegas akibat terjadinya *buckling over*

Gambar 6 merupakan diagram arus pembebanan *spring* pada mesin *tester 2000* yang menunjukkan bahwa rata-rata laju penekanan terjadi adalah konstan pada angka 20,04 A. Hal ini menunjukkan bahwa pembebanan pada saat itu adalah konstan. Laju ini akan berubah apabila terjadi kesalahan misalnya baut patah dikarenakan beban kejut. Apabila grafik menunjukkan ada kenaikan arus tiba-tiba yang cukup tinggi, maka wajar jika *spring* bengkok karena adanya beban kejut yang bernilai besar secara tiba-tiba. Namun, pada kasus bengkoknya *spring* ini, tidak ditemukan adanya pembebanan yang tiba-tiba keluar dari angka pembebanan rata-rata, sehingga *spring* ini bukan disebabkan oleh beban kejut.



Gambar 6 Diagram arus pembebanan *spring* pada mesin *tester* 2000

3. HASIL DAN DISKUSI

3.1. Hasil Pengujian Eksperimen

Untuk mengetahui terjadinya kerusakan akibat *buckling* over dalam pengujian eksperimen ini dilakukan dua tahap pengujian yaitu pengujian menggunakan mesin *Setting RC* yang hasilnya disajikan pada Tabel 2 dan selanjutnya pengujian menggunakan mesin *Coiling* dari hasil pengujian didapatkan data yang dibuat dalam bentuk Tabel 3.

Tabel 2. Hasil data Mesin *Setting RC*

Item Pengecekan	Standard	Start 1	Start 2
<i>Inside diameter pitch small</i>	< 23.00 mm	23.23 (standard)	23.34 (standard)
<i>Inside diameter pitch large</i>	< 27.00 mm	27.21 (standard)	27.32 (standard)
<i>Squarrest</i> (kemiringan)	Max: 5.00 mm	6.00 mm (tidak standard)	6.30 mm (tidak standard)
<i>Buckling</i>	Max 3.00 mm	4.00 mm (tidak standard)	4.20 mm (tidak standart)
<i>Thickness end coil</i> (coil ujung)	1.00 min	1.00 min (standard)	1.0 min (standard)
Belok/melengkung	Max: 0.50 mm	0.60 mm (tidak standard)	0.55 mm (tidak standard)
Penampang luar	<i>Free of burry</i>	(tidak ada goresan)	(tidak ada goresan)

Tabel 3. Hasil data Mesin *Coiling*

Item pengecekan	Standard	Start 1	Start 2
<i>Free length</i> (panjang bebas)	257-260 mm	256.0 mm (standard)	255.0 mm (standard)
<i>Inside diameter pitch small</i>	23.00 (+0.50)	23.20 mm (standard)	23.30 mm (standard)
<i>Squarrest</i>	Target max 5.0 mm	6.0 mm (Tidak standard)	5.7 mm (Tidak standard)
<i>Angle point</i>	Max 22.5	22.5 (standard)	22.5 (standard)
Penampang luar	<i>Free of burry</i>	tidak ada goresan	tidak ada goresan

Hasil pengujian mesin *setting tester start 1* dan *start 2* yaitu dari percobaan uji dengan menggunakan mesin *setting RC* dengan beban 15 kN pada bahan uji tekan *spring* diperoleh beban *buckling* sebesar 4.00 mm belum sesuai dengan standar defleksi maksimum sebesar 3.00 mm. sedangkan uji *spring* untuk

belokan/lengkungan didapatkan hasil 0.60 mm untuk uji pertama dan 0.55 mm untuk uji kedua dicapai defleksi maksimum yang diijinkan adalah sebesar 0.50 mm, dan mendapatkan, belok dan melengkung.

Dari Percobaan Uji dengan menggunakan Mesin *coiling* uji tekanan *Spring* sampel uji, diperoleh bahwa dengan adanya kemiringan (*squarrest*) dicapai defleksi maksimum kemiringan 6.0 mm pada uji pertama dan pada uji kedua mencapai 5.7 mm yang artinya tidak standart kemiringan yang terjadi pada *spring* tidak memenuhi standart sebesar max 5.0 mm.

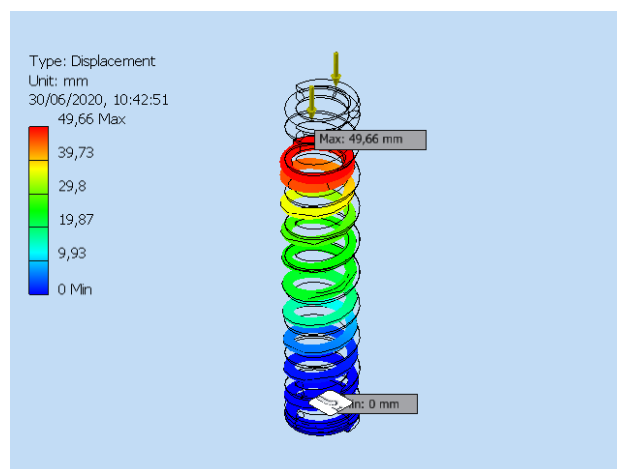
3.2. Hasil Pengujian Simulasi

Untuk mengetahui simulasi dalam menyelesaikan permasalahan *buckling over* pada *spring* tersebut maka berdasarkan hasil uji oleh mesin *setting* dan *coiling* bahwa adanya *buckling*, belokan dan kemiringan yang tidak sesuai standart kemudian dilakukan simulasi *Stress Analysis* untuk mengatasi permasalahan tersebut beban yang diterima oleh spesimen *spring* yang mengalami *buckling over* tersebut.

Data spesifikasi modifikasi yang digunakan pada bagian-bagian *Compress Spring Component Generator*. Beban yang digunakan sebesar 100,000 N, *Max. Load* F_8 : 1441,000 N. Material yang digunakan berdasarkan *data sheet* yang diambil dari *MatWeb*. Properties material disajikan pada Tabel 4.

Tabel 4. Rangkuman Hasil Stress Analysis pada Pegas

<i>Name</i>	<i>Minimum</i>	<i>Maximum</i>
<i>Volume</i>	60204,4 mm ³	
<i>Mass</i>	0,472604 kg	
<i>Von Mises Stress</i>	0,00267378 MPa	2401,83 MPa
<i>1st Principal Stress</i>	-1012,91 MPa	2096,79 MPa
<i>3rd Principal Stress</i>	-2610,86 MPa	592,666 MPa
<i>Displacement</i>	0 mm	49,6644 mm
<i>Safety Factor</i>	0,157884 ul	1



Gambar 6. Simulasi stress analysis pada *displacement safatey factor*

Gambar 6 menunjukkan simulasi *stress analysis* pada komputer menunjukkan bahwa *Safety Factor* pada *spring* distribusi tegangan dan titik kritis yang berwarna kemerahan pada uji *Safety Factor* memiliki nilai 0,157884 dan 15 ul dimana melebihi beban normal dan bilamana *Safety Factor* memiliki berwarna kemerahan akan terjadi tegangan dan titik kritis yang dapat menyebabkan *buckling*.

Spring Load mendapatkan hasil *Min.Load* F_1 : Sebesar 100,000 N, *Max. Load* F_8 : 1441,000 N. Karena Hasil *Software nastran in cad* menggunakan satuan newton maka akan dikonversikan kedalam satuan kilogram. Kesimpulan dari hasil uji mesin ini bahwa sebuah *Spring* ini memiliki beban maksimum sebesar 147 kg. Jika total beban rangka kendaraan dan penumpang melebihi kapasitas *Spring* yaitu sebesar $147 \times 2 = 294$ kg, maka *Spring* akan habis dan terjadi kerusakan pada komponen-komponen *spring*. Kerusakan tersebut bisa terjadi karena beban berlebih dan faktor kelelahan frekwensi pada pegas yang mengakibatkan kebocoran pada silinder, shaft bengkok, ulir pada rod end lepas, terjadinya crack *spring* akibat *buckling* dengan variasi

material pada beban 1183 N di nyatakan aman karena batas max *buckling* berada di *Max. Load* F_8 : 1441,000 N.

3.3. Experiment Improvement

Dari hasil uji eksperimen dan simulasi yang ada selanjutnya dilakukan improvement dengan melakukan perubahan ukuran yaitu pada bagian kemiringan waktu pengujian, untuk hasil pengujian *spring* yang sudah diimprovement dapat dilihat pada Tabel 5.

Tabel 5. Pengujian pada Mesin *Setting* Sesudah Improvement

Item Pengecekan	Standard	Start 1	Start 2
<i>Inside diameter pitch small</i>	23.00 +free	23.23 (standard)	23.34 (standard)
<i>Inside diameter pitch large</i>	27.00 +free	27.21 (standard)	27.32 (standard)
<i>Squarnest</i> (kemiringan)	Target max: 5.0 mm	4.00 mm (standard)	4.30 mm (standard)
<i>Buckling</i>	Max 3.00 mm	2.00 mm (standard)	2.20 mm (standard)
<i>Tickhnest end coil</i> (coil ujung)	1.00 min	1.00 min (Standard)	1.0 min (Standard)
Belok / melengkung	Max: 0.50 mm	0.30 mm (Standard)	0.35 mm (Standard)
Penampang luar	Free of bury	Tidak ada goresan	Tidak ada goresan

Dari hasil pengeujian maka berdasarkan analisa terjadinya *buckling over* adalah pada besarnya *squarnest* dimana pada *squarnest* 6.00 mm dan 6.30 mm terjadi *buckling* 4.00 mm dan 4.20 mm sedangkan standar yang dibutuhkan adalah 3 mm sehingga melebihi standart yang ada, selain itu terjadi belok/melengkung 0.60 mm dan 0.55 mm dimana untuk standarnya adalah 5 mm sehingga melebihi standar yang ada.

Berdasarkan hasil pengujian selanjutnya untuk mengatasi masalah tersebut di atas dilakukan percobaan dengan mengurangi *squarnest* menjadi 4.00 mm dan 4.30 mm dari hasil percobaan tersebut dihasilkan *buckling* 2.00 mm dan 2.20 mm dimana sudah memenuhi standart kurang dari 3 mm dan untuk belok/melengkung 0.30 mm dan 0.35 mm juga sudah memenuhi standar yang ada yaitu kurang dari 0.5 mm.

Tabel 6. Mesin *Coiling* Sesudah di *Improvement*

Item pengecekan	Standard	Start 1	Start 2
<i>Free length</i> (panjang bebas)	257-260 mm	258.0 mm (standard)	259.0 mm (standard)
<i>Inside diameter pitch small</i> (diameter kecil)	23.00 (+0.50)	23.20 mm (standard)	23.30 mm (standard)
<i>Squarnest</i> (kemiringan)	Target max 5.0 mm	3.0 mm (standard)	4.0 mm (standard)
<i>Angle point</i> (sudut titik)	Max 22.5	22.5 (standard)	22.5 (standard)
Penampang luar	<i>Free of burry</i>	tidak ada goresan	tidak ada goresan

Analisa Mesin *Coiling* standar yang digunakan adalah mengacu pada panjang bebas (*free length* yaitu 257 sampai 260 mm sebelum dilakukan improvement percobaan *free length* 256.0 mm dan 255.0 mm pada *squarnest* 6.0 mm dan 5.7 mm sebelumnya sudah memenuhi standart setelah dilakukan improvement percobaan dengan mengubah *Squarnest* 3.0 mm dan 4.0 mm dihasilkan *free length* 258.0 mm dan 259.0 mm yang mana masih memenuhi standar yang ada sehingga tidak berpengaruh atau masih memenuhi standar yang ada.

4. KESIMPULAN

Dari hasil pengujian maka berdasarkan analisa terjadinya *buckling* over adalah pada besarnya *squarrest* dimana pada *squarrest* 6.00 mm dan 6.30 mm terjadi *buckling* 4.00 mm dan 4.20 mm sedangkan standar yang dibutuhkan adalah 3 mm sehingga melebihi standart yang ada. Setelah dilakukan pengurangan *squarrest* menjadi 4.00 mm dan 4.30 mm dari hasil percobaan tersebut dihasilkan *buckling* 2.00 mm dan 2.20 mm dimana sudah memenuhi standart kurang dari 3 mm.

Analisa Mesin *Coiling* standar yang digunakan adalah mengacu pada panjang bebas (*free length*) yaitu 257 sampai 260 mm pada *squarrest* 6.0 mm dan 5.7 mm *free length* sebesar 256.0 mm dan 255.0 mm sudah memenuhi standart setelah dilakukan improvement percobaan dengan mengubah *Squarrest* 3.0 mm dan 4.0 mm dihasilkan *free length* 258.0 mm dan 259.0 mm yang mana masih memenuhi standar yang ada sehingga tidak berpengaruh pada standar yang ada.

Hasil pengujian safety factor untuk coil *spring* SWP B. 7,0 dapat diambil kesimpulan bahwa *safety factorn* sudah memenuhi standar yang ada yaitu $0,1500 < 1$. Hasil perhitungan menggunakan eksperimen pada proses pengujian *buckling* pada *spring* di nyatakan sudah memenuhi standar dengan memiliki *safety factor* < 1 .

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] ARKADEEP NARAYAN CHAUDHURY, DEBASIS DATTA, Analysis of Prismatic *Springs* of Non-circular Coil Shape and Non-prismatic *Springs* of Circular Coil Shape by Analytical and Finite Element Methods, *Journal of Computational Design and Engineering*, Vol.4 No.3 pp. 178–191, <https://doi.org/10.1016/j.jcde.2017.02.00>, July 2017.
- [2] KHAIRUL UMURANI, DAN TAUFIK AMRI, Desain Dan Simulasi Suspensi Sepeda Motor Dengan Solidwork 2012, *Jurnal Rekayasa Material, Manufaktur dan Energi*, Vol.1 No.1 pp. 47–56, DOI:<https://doi.org/10.30596/rmme.v1i1.2435>, September 2018.
- [3] KHANIF SETIYAWAN, BAMBANG SUGIANTORO, UTIS SUTISNA, RUSNALDY, SUSILO ADI WIDYANTO, Analysis of Physical and Mechanical Properties of Multiwalled Carbon Nanotubes (MW-CNTs) Reinforced Mineral Composites as an Environmentally Friendly Machine Base Structure, *Jurnal Rekayasa Teknik Mesin*, Vol.10 No.3 pp. 339-352, DOI: <https://doi.org/10.21776/ub.jrm.2019.010.03.14>, September 2019.
- [4] YAMADA, Y., & KUWABARA, T. (n.d.), *A Guide to Spring Material Selection. Materials for Springs*, Springer, Berlin, Heidelberg, pp.1–46. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-73812-1>, 2007.
- [5] YILDRIM, V., Natural Frequencies of Helical *Springs* of Arbitrary Shape. *Journal f Sound and Vibration*, Vol. 204, No. 2, pp. 311-329. 1997.
- [6] KOBELV, V., 2014. Effect of Static Axial Compression on The Natural Frequencies Of Helical *Springs*. *Multidiscipline Modeling in Materials and Structures Journal*, Vol. 10, No. 3, pp. 379-398. 2014.
- [7] TANELLIA SORAYA N., HARTONO YUDO, BERLIAN ARSWENDOA., Analisa *Buckling* Tiang Mast Crane Akibat Beban Lentur Menggunakan Software Berbasis Metode Elemen Hingga, *Jurnal Teknik Perkapalan*, Vol.4 No.2 pp. 485-490, April 2016.
- [8] A.E.H. LOVE, *A Treatise on the Mathematical Theory of Stability*, Dover publications, New York, 1944.
- [9] S.P. TIMOSHENKO, J.M. GERE, *Theory of Elastic Stability*, 2nd edition McGraw-Hill, 1962.
- [10] C.Y. WANG, *Asymptotic formula for the flexible bar*, *Mechanism and Machine Theory* (2007) 645–655., 2007.
- [11] M. JIN, Z.B. BAO, Sufficient conditions for stability of Euler elasticas, *Mechanics Research Communications*.No.35 .193–200., 2007.
- [12] STEVEN R. SCHMID, BERNARD J. HAMROCK, BO O. JACOBSON, *Fundamentals of Machine Elements*, Third Edition SI Version, Taylor & Francis Group Press, <https://doi.org/10.1201/b17120>, July 2014.
- [13] BARMES GROUP , *Design Handbook Engineering Guide to Spring Design*, Bristol Barners Inc. ISBN 13: 9789997604637 pp.63.,1987.
- [14] A. GONZÁLEZ RODRÍGUEZ, et al., *Design of an adjustable-stiffness spring: mathematical modeling and simulation, fabrication and experimental validation*, *Mechanism and Machine Theory* No.46 pp. 1970–1979., 2011.
- [15] XINHUA, *Spring Wire Patented Cold-Drawn Steel Wire For Mechanical Spring Hard Drawn Steel Wire*, Books Xinhua Metal Products Co., Ltd. 2002.

[16] HUTTON, D.V, *Fundamental of Finite Element Analysis*. McGraw Hill Companies, New York., 2004.