

ELIMINASI PENGARUH GAYA GONCANG TERHADAP KEAUSAN BANTALAN BOLA RADIAL

M. Galbi dan Ishak A

Dosen Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik UPN "Veteran" Jakarta

Email: galbi_m@yahoo.com

Abstract

The vibration caused by the engine rotation must be within specified limits. A mechanism that is unbalanced or unstable will lead to excessive wear on ball bearings. Unbalanced condition is one of them due to a shaking force on the crankshaft which affects the wear of ball bearings as a pedestal. The problems that have been faced is the replacement of bearings after a failure caused by excessive force due to imbalance rocking rounds to get a replacement bearings before reaching failure (unreliable). The purpose of this study was to determine reliably the age of radial ball bearings in order to maintain the performance of the motor as well as the prevention of unplanned downtime nature. Prevention "malfunction" will avoid the effects on other components of diesel engines, particularly against compression disorders. Variation of residual unbalanced force large enough to cause interference with the ball bearings to reduce M_o , the rest of the unbalanced force can be signifikan diturunkan.

Keywords: Shaking force, ball bearings, wear and tear.

PENDAHULUAN

Motor bakar adalah salah satu alat konversi energy yang berfungsi untuk mengubah energi kimia bahan bakar menjadi energi kinetik. Dalam tulisan ini motor bakar satu silinder dipilih untuk menjadi objek penelitian. Dimana motor ini dirancang untuk mencapai kecepatan tinggi. Sebuah motor pada kondisi kecepatan tinggi tentunya harus memenuhi persyaratan yang ketat agar layak digunakan, Salah satunya adalah motor harus stabil pada putaran tinggi, artinya getaran yang ditimbulkan oleh putaran mesin harus dalam batas yang ditentukan. Suatu mekanisme yang tidak seimbang atau tidak stabil akan mengakibatkan kebisingan, getaran, tegangan- tegangan akibat getaran, keausan dan terlepasnya sambungan-sambungan, tegangan-tegangan akibat getaran, keausan dan terlepasnya sambungan-sambungan akibat getaran dan keausan.

Dalam mendesain kekuatan komponen-komponen motor bakar adalah penting untuk menghitung besar gaya-gaya dan momen yang bekerja pada setiap komponen. Motor bakar sebagai salah satu contoh dari mekanisme engkol peluncur , mempunyai komponen-komponen kritis seperti bantalan (*bearing*) dan pena (pin)

PERMASALAHAN

Permasalahan yang selama ini dihadapi adalah penggantian bantalan setelah mengalami kegagalan yang berdampak pada unplanned downtime yang disebabkan oleh gaya goyang yang berlebihan karena ketidakseimbangan putaran.

BATASAN MASALAH

Penelitian ini dibatasi pada pengujian keausan berdasarkan prediksi waktu ambang batas keausan untuk mendapatkan waktu penggantian bantalan sebelum mencapai kegagalan (*unreliable*)

TUJUAN PENELITIAN

Tujuan penelitian ini adalah untuk menentukan umur andal *radial ball bearing* guna memper-tahankan unjuk kerja motor sekaligus sebagai pencegahan terhadap *downtime* yang bersifat *unplanned*

MANFAAT PENELITIAN

1).Pencegahan "kegagalan fungsi" akan menghindari efeknya terhadap komponen *diesel engine* lainnya, terutama terhadap gangguan kompresi. Dengan demikian, performa motor dapat terjaga sebagaimana mestinya yang akan berkontribusi

pada kelancaran operasi mesin pada pabrik untuk mencapai misinya.

2). Dapat dijadikan pedoman prosedur alternatif perawatan bagi Manajemen Pemeliharaan Motor diesel pabrik.

TINJAUAN PUSTAKA

GAYA GONCANG (SHAKING FORCES)

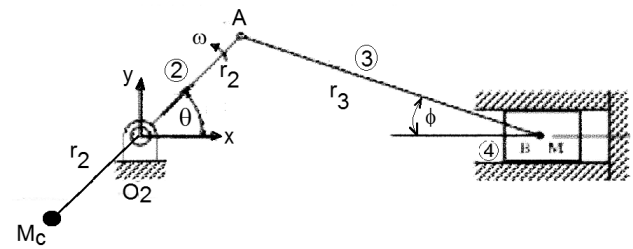
Motor bakar adalah salah satu alat konversi energy yang berfungsi untuk mengubah energi kimia bahan bakar menjadi energi kinetik. Motor dirancang untuk mencapai putaran tertentu. Sebuah motor pada kondisi putaran tersebut tentunya harus memenuhi persyaratan yang ketat agar layak digunakan, Salah satunya adalah motor harus stabil, artinya getaran yang ditimbulkan oleh putaran mesin harus dalam batas yang ditentukan. Suatu mekanisme yang tidak seimbang atau tidak stabil akan mengakibatkan kebisingan, getaran, tegangan- tegangan akibat getaran, keausan dan terlepasnya sambungan-sambungan, tegangan-tegangan akibat getaran, keausan dan terlepasnya sambungan-sambungan akibat getaran dan keausan.

Kekuatan komponen-komponen motor bakar adalah penting untuk menghitung besar gaya-gaya dan momen yang bekerja pada setiap komponen. Motor bakar sebagai salah satu contoh dari mekanisme engkol peluncur, mempunyai komponen-komponen kritis seperti bantalan (*bearing*) dan pena (pin). Hal ini disebabkan oleh terkonsentrasinya gaya- gaya pada elemen ini. Dalam mekanisme yang beroperasi pada putaran tertentu, besar gaya-gaya yang timbul akibat adanya percepatan massa komponen akan lebih besar dibandingkan gaya – gaya statis yang bekerja pada komponen mesin itu sendiri [Reinholtz hal.395].

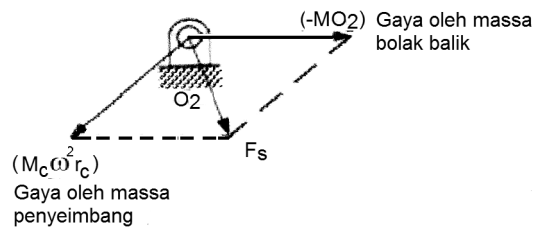
MESIN SATU SILINDER

Suatu pendekatan yang digunakan untuk memperoleh gaya seimbang pada mesin satu silinder dengan penambahan massa berputar penyeimbang pada *Crankshaft* (engkol) Massa penyeimbang ini adalah dalam arti penambahan dari yang telah disebutkan diatas, yang digunakan untuk menyeimbangkan ketidakseimbangan rotasi massa engkol dan massa berputar *Connecting rod* (batang hubung).Gambar 1 memperlihatkan mekanisme dengan massa penyeimbang MC yang terpasang pada engkol pada jarak radial rc dari

sumbu bantalan poros engkol (*Main Bearing*) dan pada posisi ($q + 180^\circ$).



Gambar 1. Pengurangan Efek Gaya Goncang dengan Penambahan Massa Penyeimbang



Gambar 2. Gaya Goncang Neto

Massa ini menghasilkan gaya sentrifugal yang besarnya konstan pada O2 dan berotasi dengan kecepatan ω . Total gaya goncang berikutnya akan merupakan penjumlahan vektor gaya sentrifugal massa penyeimbang dan gaya inersia massa bergerak translasi, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.6. Didalam komponen vektor pada sumbu-x dan sumbu-y, $F_s =$

$$[Mr\omega^2 \cos 2\theta + Mr \omega^2 \frac{r}{l} \cos 2\theta - M_c r_c \omega^2 \cos \theta]$$

$$i - M_c r_c \omega^2 \sin \theta j$$

. Dari analisis persamaan diatas, massa penyeimbang ini tidak dapat mengeleminasi gaya goncang, karena akan tetap menghasilkan komponen y yang tidak nol. Namun demikian, dengan menentukan ukuran tepat koreksi $M_c r_c$, besar gaya maksimum gaya goncang dapat dikurangi. Besar koreksi untuk mengurangi gaya tersebut secara umum digunakan adalah pada batas,

$$M_c r_c = \frac{Mr}{2} \text{ sampai } M_c r_c \frac{2Mr}{3}$$

$$\dots\dots\dots(2.2)$$

Atau

$$M_c b = (m_1 + c.m)r_2 \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots(2.3)$$

Dimana, M_c =Massa balancing yang diperlukan, b =Radius massa balancing, m =massa yang bergerak bolak balik, m_1 =massa yang ikut berputar bersama crank dan r_2 =Radius crank serta c =faktor pada rumus 2.2. yang berharga antara $\frac{1}{3}$ s.d. $\frac{2}{3}$.

Gaya residual unbalance (GRU) adalah,

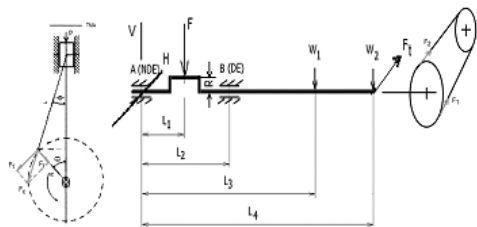
$$GRU = m\omega^2 r \sqrt{(1-c)^2 \cos^2 \theta + c^2 \sin^2 \theta} \dots \dots \dots (2.4)$$

RANCANGAN PENELITIAN

Sesuai dengan tujuan yang ingin dicapai pada penelitian ini adalah untuk menentukan hubungan antara batas jam operasi dan batas keausan *ball bearing* maksimum yang ditetapkan pembuatnya. Data yang digunakan dalam penelitian ini yaitu melalui mekanisme pengujian eksperimental pada *Diesel engine Yanmar 15 HP, 1700 RPM* dengan menggunakan 3 spesimen yang telah divalidasi dilaboratorium Teknik Mesin UPN Veteran Jakarta..

Untuk mencapai tujuan penelitian, kegiatan penelitian dibagi menjadi dua tahapan sebagai berikut:

- a. Tahap awal
 - 1. Persiapan spesimen.
 - 2. Persiapan Instrumen/mesin uji



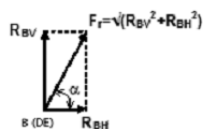
Gambar 3. Diagram pembebanan pada Crankshaft

Reaksi di B=Beban vertical dan horizontal murni yang diterima oleh Radial ball bearing sebesar:

$$R_{BV} = F_1(L_1 + W_1L_3 + W_2L_4)/L_2 \text{ dan } R_{BH} = F_1L_4/L_2$$

Beban radial murni yang dipikul oleh radial ball bearing,

$$F_r = \sqrt{R_{BV}^2 + R_{BH}^2}$$



Gambar 4. Gaya Resultan radial pada ball bearing

Gaya-Gaya Yang Bekerja Pada Crank Dari Hasil Pembakaran:

A. Gaya yang bekerja pada posisi piston di titik mati atas (TMA) yang merupakan gaya maksimum yang dihasilkan oleh *engine*. Berdasarkan tabel 3 dan mengacu pada gambar 3.,maka gaya ini besarnya adalah $F = (p/4)Ds2p = (3.14/4) \times 7.52 \times 15.25 = 674 \text{ kg} = 6629 \text{ N}$ ditambah dengan berat crank shaft 4 kg menjadi 678 kg (6651N) yang bekerja pada arah radial vertical terhadap kedua bearing (bearing A dan B).

B. Gaya yang berkerja crank pada sudut 180 dari pusat TMA yang menghasilkan torsi maksimum. Berdasarkan rumus 2.1. dan tabel 4.1. diperoleh sudut *connecting rod*, sebesar, $f = \arcsin (R \sin q/L) = \arcsin (0.5 \times 7.7 \times \sin 180 / 12.75) = 5.240$. Gaya dorong yang dihasilkan oleh *connecting rod* (gambar 4.1) adalah $F_c = (p/4) \times Ds2p / \cos f = (3.14/4) \times 7.52 \times 12.8 = 567.7 \text{ kg} = 5568.8 \text{ N}$. Gaya ini adalah gaya yang menghasilkan gaya radial terhadap kedua bearing dan gaya tangensial untuk transmisi daya terpakai dan besarnya berturut-turut adalah $F_r = \cos (q+f) = 5568.8 \cos (18+5.24) = 5113 \text{ N}$ dan $F_t = F_c \sin (q+f) = 5568.8 \sin (18+5.24) = 2206 \text{ N}$. Gaya tangensial ini adalah untuk mengatasi seluruh beban putar dan yang akan diterima oleh pulley yang digerakkan hanya sebesar daya yang diperlukan oleh generator.

Berdasarkan pada tabel 4.1. dan gambar 4.1. diperoleh gaya dorong pada *connecting rod* yang sama dengan beban maksimum yang diterima oleh piston yaitu sebesar 6629 N dan beban horizontal yang ditransmisikan oleh pulley $t = P_{transmisi} / V_{transmisi} = 5750 / 11.3 = 508 \text{ N}$, sehingga beban vertical maksimum dan beban horizontal transmisi yang diterima oleh *Radial ball bearing* adalah beban radial murni dimana untuk putaran bantalan lebih besar dari 10 RPM (sub bab 2.10) sehingga harus mengacu pada *Dynamic load rating*, maka rumus 2.10 untuk “**cincin dalam yang berputar**” dan bantalan tunggal dengan $F_a / V.F_r < e$ dimana factor $V=1$ dapat disederhanakan menjadi $Pr = Fr$. Berdasarkan rumus pada tabel 4.1. diatas, dimana $RBV = (6651 \times 51 + 142.2 \times 108 + 34.32 \times 245) / 108 = 3350.4 \text{ N} = 3.35 \text{ kN}$ dan $RBH = 508 \times 245 / 108 = 1152.4 \text{ N} = 1.15 \text{ kN}$, maka diperoleh $Fr = Pr = 3541 \text{ N} = 3.54 \text{ kN}$ yang bekerja pada $\alpha = \arctan RBV/RBH = 710$ atau pada sudut crank, $q = (270 + 71) = 3410$.

HASIL PERHITUNGAN

Hasil pengukuran terhadap parameter gaya goncang adalah seperti pada tabel 1. berikut ini,

Tabel. 1. Data pengukuran parameter gaya goncang

m1 (kg)	m (kg)	r2 (m)	b (m)	M _c (kg)	N (RPM)
1.75	1.295	0.0385	0.05	2	1700

Berdasarkan rumus 2.3. diperoleh $c = 0.65436494$ yaitu memenuhi harga diantara $1/2$ s.d $2/3$. Selanjutnya dengan menggunakan rumus 2.4.

untuk sembarang harga q (derajat) di peroleh gaya residual unbalance, GRU (N) seperti pada Tabel2.

Tabel 2. Hasil perhitungan Gaya sisa tak seimbang (GRU)

θ	GRU	θ	GRU	θ	GRU	θ	GRU	θ	GRU	θ	GRU
0	547	20	624	40	786	60	937	80	1023	100	1023
1	547	21	631	41	794	61	943	81	1026	101	1021
2	547	22	638	42	803	62	949	82	1028	102	1019
3	549	23	645	43	811	63	955	83	1029	103	1016
4	550	24	653	44	819	64	960	84	1031	104	1013
5	552	25	661	45	828	65	966	85	1032	105	1009
6	554	26	669	46	836	66	971	86	1033	106	1006
7	557	27	677	47	844	67	976	87	1034	107	1002
8	560	28	685	48	852	68	981	88	1034	108	999
9	564	29	693	49	859	69	986	89	1035	109	994
10	567	30	701	50	867	70	990	90	1035	110	990
11	572	31	710	51	875	71	994	91	1035	111	986
12	576	32	718	52	882	72	999	92	1034	112	981
13	581	33	726	53	889	73	1002	93	1034	113	976
14	586	34	735	54	897	74	1006	94	1033	114	971
15	592	35	743	55	904	75	1009	95	1032	115	966
16	598	36	752	56	911	76	1013	96	1031	116	960
17	604	37	761	57	917	77	1016	97	1029	117	955
18	610	38	769	58	924	78	1019	98	1028	118	949
19	617	39	778	59	931	79	1021	99	1026	119	943

120	937	140	786	160	624	180	547	200	624	220	786
121	931	141	778	161	617	181	547	201	631	221	794
122	924	142	769	162	610	182	547	202	638	222	803
123	917	143	761	163	604	183	549	203	645	223	811
124	911	144	752	164	598	184	550	204	653	224	819
125	904	145	743	165	592	185	552	205	661	225	828
126	897	146	735	166	586	186	554	206	669	226	836
127	889	147	726	167	581	187	557	207	677	227	844
128	882	148	718	168	576	188	560	208	685	228	852
129	875	149	710	169	572	189	564	209	693	229	859
130	867	150	701	170	567	190	567	210	701	230	867
131	859	151	693	171	564	191	572	211	710	231	875
132	852	152	685	172	560	192	576	212	718	232	882
133	844	153	677	173	557	193	581	213	726	233	889
134	836	154	669	174	554	194	586	214	735	234	897
135	828	155	661	175	552	195	592	215	743	235	904
136	819	156	653	176	550	196	598	216	752	236	911
137	811	157	645	177	549	197	604	217	761	237	917
138	803	158	638	178	547	198	610	218	769	238	924
139	794	159	631	179	547	199	617	219	778	239	931

240	937	260	1023	280	1023	300	937	320	786	340	624
241	943	261	1026	281	1021	301	931	321	778	341	617
242	949	262	1028	282	1019	302	924	322	769	342	610
243	955	263	1029	283	1016	303	917	323	761	343	604
244	960	264	1031	284	1013	304	911	324	752	344	598
245	966	265	1032	285	1009	305	904	325	743	345	592
246	971	266	1033	286	1006	306	897	326	735	346	586
247	976	267	1034	287	1002	307	889	327	726	347	581
248	981	268	1034	288	999	308	882	328	718	348	576
249	986	269	1035	289	994	309	875	329	710	349	572
250	990	270	1035	290	990	310	867	330	701	350	567
251	994	271	1035	291	986	311	859	331	693	351	564
252	999	272	1034	292	981	312	852	332	685	352	560
253	1002	273	1034	293	976	313	844	333	677	353	557
254	1006	274	1033	294	971	314	836	334	669	354	554
255	1009	275	1032	295	966	315	828	335	661	355	552
256	1013	276	1031	296	960	316	819	336	653	356	550
257	1016	277	1029	297	955	317	811	337	645	357	549
258	1019	278	1028	298	949	318	803	338	638	358	547
259	1021	279	1026	299	943	319	794	339	631	359	547

Dimana GRU maksimum 1034.8 N (1035 N) pada 270^o. dan minimum 546.6 N (547 N) pada

180^o dengan rata-rata 809.6 N (810 N). Dengan menggunakan rumus yang sama dan untuk mengurangi gaya goncang ternyata gaya sisa tersebut masih dapat diturunkan (yang terbaik) yaitu dengan mengurangi M_c hingga sebesar 1.85 kg dengan $c=0.5$ sehingga GRU menjadi maksimum 790.7 N pada sudut crank 270^o dan minimum 784.5 N pada sudut crank 180^o dengan rata-rata 790.7 N.

SIMPULAN

Umur *ball bearing* dipengaruhi oleh tiga parameter utama yaitu; beban, putaran dan temperature. Untuk *diesel engine stationer*, dua parameter awal dapat terjaga namun temperatur operasi melewati batas ambang sangat berperan dalam menentukan penurunan umur bantalan karena berhubungan langsung dengan perubahan clearance ketika dioperasikan. Sehingga untuk bantalan yang diteliti dengan temperature operasi maksimum 100^oC memerlukan initial clearance 90 mikron dengan batas ambang keausan (final clearance) 272 mikron.

Penurunan *reliabilitas* 99.99% dan peningkatan laju kegagalan 3,5x10⁻¹¹% radial ball bearing sebagai fungsi jam operasi dimana deteorisasi mulai terjadi yaitu pada jam operasi 15000 jam, dan berikutnya laju kegagalan terus meningkat seiring dengan akumulasi dari keausan yang terjadi. Pada *reliabilitas* 98.73 % atau laju kegagalan 0.001% merupakan awal akumulasi peningkatan laju kegagalan yaitu terjadi pada 31000 jam operasi. Untuk mempertahankan umur andal danantisipasi akumulasi laju kegagalan bantalan maka penggantian sebaiknya dilakukan pada jam operasi 31000 jam. Walaupun penggantian bantalan pada operasi 31000 jam jauh dibawah umur empirik pada 37374 jam, namun dapat diterima oleh karena perhitungan umur empirik mengacu pada sepuluh persen populasi bearing yang tidak akan mencapai batas umur yang ditentukan disamping itu umur empirik mengacu pada asumsi bahwa komponen lainnya beroperasi normal.

SARAN

Untuk menjamin validitas penggantian pada operasi 31000 jam, maka temperature pendinginan engine harus mampu dijaga dibawah 125^oC.

Munculnya beban aksial harus benar-benar terjaga agar tidak mempengaruhi hasil perhitungan.

Namun bila menjadi tuntutan operasi, maka harus dilakukan perhitungan ulang.

Ikatan pondasi harus benar-benar mampu meredam getaran *engine* disamping level datar harus terjaga dengan baik.

Ketika penggantian radial ball bearing harus disertai dengan penggantian pasangannya (*radial roll bearing*).

Untuk mengurangi efek getaran yang ditimbulkan oleh gaya goncang (*shaking force*), maka sebaiknya berat massa penyeimbang diturunkan dari 2 kg menjadi 1.85 kg.

DAFTAR PUSTAKA

Arismunandar. W, 1998, "Penggerak Mula Motor Bakar Torak", Penerbit ITB; Bandung.

Khovack. M, 1968, "Motor Vehicle Engines" International Edition, Mir Publishers, Moscow.

Maleev, V, L, 1945, "Internal – Combustion Engine", Mc Graw Hill Book, Co; New York.

Mainenance replacement and Reliability ; Theory and Applications Andrew K.S Jardine and Albert H.C Tsang . Taylor & Francis

Petrovsky. N, 1968, "Marine Internal Combustion Engines", Interntional Edition, Mir Publishers; Moscow,

PT SKF Indonesia, 2002, "Training Pengetahuan Bearing", PT SKF Indonesia; Jakarta.

Shigley, Joseph, E, 1999, "Perencanaan Teknik Mesin", Jilid 1, Penerbit Erlangga; Jakarta.

Shigley, Joseph, E, 1999, "Perencanaan Teknik Mesin", Jilid 2, Penerbit Erlangga; Jakarta.

Sularso dan Suga, kyokatsu, 1983, "Dasar – dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnyaparamita; Jakarta

Reinholtz, Charles, Kinematics and Dynamics of Machinery, Prentice Hall, 1990

Holowenko, A.R, Kinematics and Dynamics of Machinery, Erlangga, 1993

Wilson, Charles, Kinematics and Dynamics oh Machinery, Harper & Row, New York, 1983

David F. Griffiths, An Introduction to Matlab, The University Dundee, Stockholm, Sweden, 2001

Gockenbach, Mark, A Practical Introduction to Matlab, Michigan Technology University

Mark's Standard Handbook for Mechanical Engineer, 9th ed.

Paul K. Yin, Numerical methods on Spreadsheet for Machinnery Design Project, International journal Engineering Ed Vol. 13, No. 6, p. 412-416, Great Britania, 1997

Rajput, R.K. Thermal Engineering, Laxmi Publication (P) LTD, New Delhi, 2003

**PETUNJUK PENULISAN
MAJALAH ILMIAH “BINA TEKNIKA”
UPN “VETERAN” JAKARTA**

1. Naskah diketik dengan *MS Word*, jenis huruf *Times News Roman II*, ukuran kertas A4 (297 x 210), dengan jarak 1 spasi, jumlah 10 s/d 16 halaman, (termasuk gambar, ilustrasi dan daftar pustaka).
 2. Naskah berupa hasil penelitian atau studi kepustakaan, yang merupakan naskah asli dan belum pernah dipublikasikan di media masa manapun. Makalah yang telah dipresentasikan dalam suatu pertemuan ilmiah, apabila belum dipublikasikan dapat diterima.
 3. Sistematika penulisan sebagai berikut :
 - a. **JUDUL**
Singkat, jelas, dan mencerminkan isi
 - b. **Nama (para) penulis atau baris kepemilikan**
Ditulis lengkap tanpa gelar disertai keterangan instansi tempat bekerja, alamat, Telepon, Fax, dan alamat E-mail.
 - c. **ABSTRAK**
Abstrak diawali dengan judul makalah dalam bahasa Inggris. Berisi inti sari makalah, cara penyelesaian masalah, dan hasil yang diperoleh. Selanjutnya abstract ditulis dalam bahasa Inggris, satu alinea dengan maksimal 150 kata. Keyword: berisi 2 s/d 5 kata dalam bahasa Inggris.
 - d. **PENDAHULUAN**
Berisi latar belakang masalah, permasalahan, tujuan, ruang lingkup, dan berisi teori yang digunakan untuk menyelesaikan permasalahan, serta menjelaskan metodologi yang digunakan berisi bahan, alat yang digunakan, dan cara melakukan penelitian.
 - e. **PEMBAHASAN**
Berisi penyajian data dalam bentuk tabel, grafik, gambar dan/atau lain sebagainya. Pembahasan dilakukan terhadap hubungan berbagai variabel baik bebas maupun terikat, analisis tentang keterkaitan data dengan hipotesa penelitian dan kesesuaian hasil penelitian terhadap teori yang digunakan berikut alasannya.
 - f. **SIMPULAN**
Berisi simpulan dari pembahasan.
 - g. **DAFTAR PUSTAKA**
Penulisan daftar pustaka disusun tanpa nomor berdasarkan abjad dengan urutan penulisan sebagai berikut nama pengarang, tahun terbit, judul, penerbit dan kota penerbitan. Nama pengarang mendahulukan nama keluarga atau nama dibalik tanpa gelar.
 4. Naskah ditulis dalam Bahasa Indonesia dengan berpedoman pada Pedoman Umum Ejaan Bahasa Indonesia yang disempurnakan.
 5. Hindari pemakaian istilah asing (kecuali bila sangat diperlukan). Penulisan istilah asing dicetak dengan huruf miring / *Italic*.
 6. Isi tulisan bukan tanggung jawab redaksi. Redaksi berhak mengedit redaksionalnya, tanpa mengubah arti.
 7. Bagi penulis yang naskahnya diterbitkan akan diberi 1 (satu) eksemplar cetak lepas.
-
-