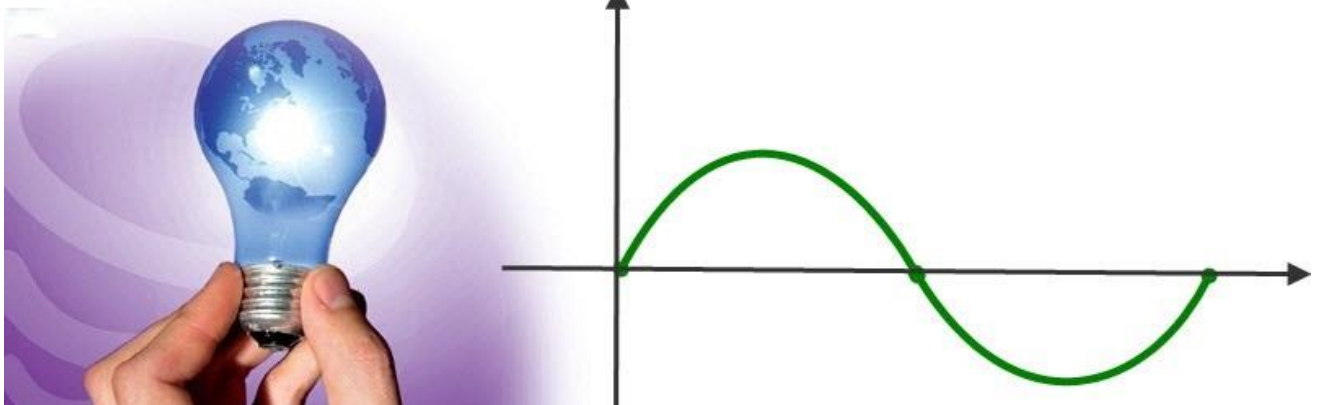


برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت **ویکی پاور** مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

موضوع پروژه:

بررسی سیستم های انتقال قدرت مکانیکی



(طناب، زنجیر، تسمه)
WikiPower.ir

برای خرید فایل word این پروژه [اینجا کلیک کنید](#).

(شماره پروژه = ۵۴۹)

پشتیبانی: ۰۹۳۵۵۴۰۵۹۸۶

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

فهرست:

صفحه.

مقدمه:

فصل اول: طنابها

فصل دوم: زنجیرها

فصل سوم: تسمه ها

فصل چهارم: تحقیق طناب

فصل پنجم: تحقیق تسمه با بررسی پدیده ارتعاش

فصل ششم: تحقیق زنجیر

فصل هفتم: تحقیق طناب به زبان اصلی

فصل هشتم: تحقیق تسمه به زبان اصلی

نهم: تحقیق زنجیر به زبان اصلی



WikiPower.ir

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

مقدمه:

با توجه به اخذ درس طراحی اجزا ۲ که توسط استاد گرانقدر جناب مهندس کرمی نژاد ارائه شده بود پروژه و سمینار اعضای گروه در سیستمهای انتقال قدرت و اجزای انعطاف پذیر انتخاب شد.

به همین خاطر بر آن شدیم تا در حیطه وظیفه خود مرجعی کامل و اصولی تهیه و تنظیم کرده با شیم تا مورد استفاده دیگر دانشجویان قرار بگیرد. کتابی که پیش روی شماست شامل نه فصل می باشد که شش فصل اول آن با زبان فارسی به بررسی انواع اجزای انعطاف پذیر پرداخته است و سه فصل آخر آن متون تحقیقات به زبان اصلی می باشند.

در هر فصل گروهی از دوستان با من همکاری داشتند که از همکاری تمامی آنان نهایت سپاس و تشکر را دارم

در فصل اول آقایان یاسر علیزاده و مجتبی شمسی به بررسی کابلها و طنابها پرداختند. در فصل دوم آقایان غدیرحیرانی، مجتبی نصراللهی، حمید غفاریان، امیر سفید گران زنجیر ها را مورد بررسی قرار دادند.

در فصل سوم آقایان مرتضی نظام دوست و حسین همتی تسمه ها و انواع آن را مورد تحقیق قرار دادند که از تمامی این عزیزان سپاس گزارم.

اما در مورد تحقیقها ...

در فصل چهارم آقای سعید محمد زاده به بررسی پدیده شکست در کابلها و طنابها پرداختند.

در فصل پنجم اینجانب به بررسی ارتعاش در تسمه و رابطه آن با طول عمر تسمه پرداختم.

در فصل ششم آقای امیر سفید گران کاربرد انواع زنجیر را بررسی کردند.

که از این عزیزان هم سپاسگذاریم.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

اما سه فصل دیگر متون اصلی این تحقیقات است که به صورت زبان اصلی ضمیمه می شود.

امید است با همکاری دوستان ذکر شده در بالا منبع خوب و جامعی را ارائه داده باشیم در حالی که مطالب این در را خوب فرا گرفته باشیم.

در پایان از حضور جناب مهندس کرمی نژاد نهایت تشکر را دارم که با راهنمایی های خود چراغ فروزانی بر مسیر پر پیچ و خم ما بودند.

ابوالفضل رستم زاده

خرداد ۸۷



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

فصل اول



WikiPower.ir

طناب و کاربرد آن

(یاسر علیزاده ، مجتبی شمس)

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت **ویکی پاور** مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

تعریف:

طناب به یک رشته دراز از **الیاف** تابیده به هم گفته می شود. به هم تابیدن الیاف به شکل طناب برای استحکام بخشیدن به رشته مورد نظر و استفاده در امور کششی و اتصالی صورت می گیرد. گاه در صنعت و **ترابری** بجای طناب از **کابل** و **زنجیر** استفاده می شود.



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

دسته بندی طنابها:

۱. از لحاظ بارگذاری

شبه استاتیکی

دینامیکی

۲. از لحاظ جنس

الیافی

سیمی

طنابهای شبه استاتیکی

این طناب ها برای غار نوردی - دره پیمایی - طراحی شده اند و ساختار کشسانی آنها به گونه های طراحی شده که بتواند انرژی حاصله از سقوط های کوتاه و مشخص را جذب کند .

این طناب ها در دو دسته طراحی می شوند:

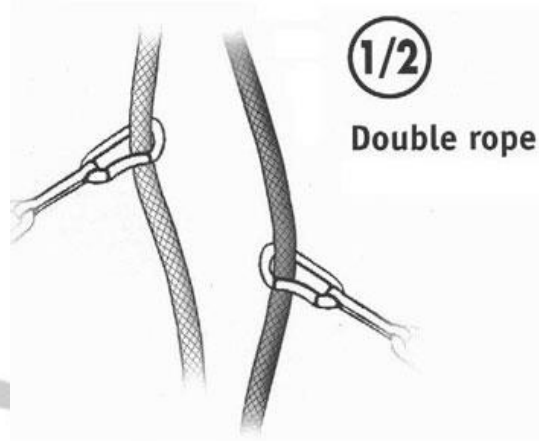
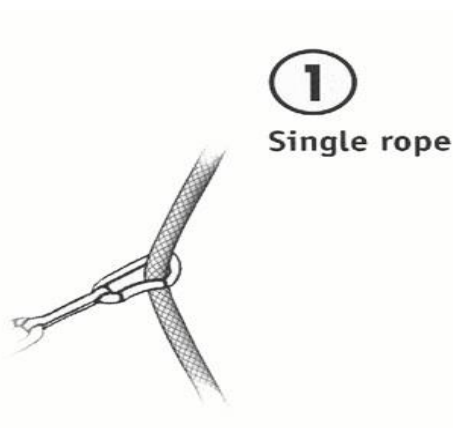
TYPE A : این طناب در عملیات امداد و غار نوردی برای استفاده در بخش ایمنی و کار نیز بکار گرفته می شود .

TYPE B : این طناب قطر کم تری دارد و کار با آن دقت بیشتری را می طلبد.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

طنابهای دینامیکی:

این طناب ها برای کوهنوردی و صعود طراحی شده اند. این طناب برای مسیرهای بلند که نیاز به فرود است توصیه می شود یا در مسیرهایی که شکست طناب زیاد است و یا حمایت ها چندان پایدار نیستند



انواع طنابها از لحاظ جنس:



۱- طناب های سیمی

۲- طناب های الیافی

الیاف طبیعی (نارگیل، نخل و پارچه)

الیاف مصنوعی (مواد پلیمری و پلاستیک)

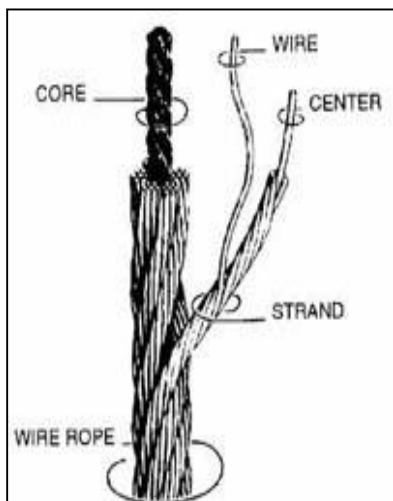


ساختار طناب های سیمی:

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

اساساً یک طناب از تعدادی رشته تشکیل شده که به طور مارپیچ حول یک هسته فلزی یا غیر فلزی پیچیده شده اند.

هر رشته خود از تعدادی سیم تشکیل شده که آنها هم حول یک مرکز فلزی یا غیر فلزی به طور مارپیچ پیچیده شده اند.



جنس طناب های سیمی :

موادی که در ساخت طناب های سیمی استفاده می شود به منظور افزایش استحکام هستند و عبارتند از :

آهن ، فسفر-برنز ، فولاد کشش (Traction steel) ، فولاد خیش (plow steel) ، فولاد خیش بهبود یافته و ...

طناب های آهنی به طور گسترده برای کارهایی که استحکام پایین کافی است، استفاده می شوند.

طناب های سیمی فسفر-برنز برای کاربرد های مطمئن دریایی

طناب های کششی به طور عمده به عنوان طناب های بالابر

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

برای کاربردهای مطمئن که يك محافظت اضافي در مقابل زنگ زدن مورد احتیاج است، طناب‌های ساخته شده با سیم‌های گالوانیزه یا سیم‌های پوشش دار استفاده می‌شوند.

هسته طناب ها :

هسته طناب ها ی سیمی از مواد ذیل ساخته می شوند :

فیبر (کنف)، کتان، آزبست، پلی وینیل، پلاستیک و ...

فیبر (کنف) : يك نوع هسته است که به طور گسترده هنگامی که بارها خیلی بزرگ نیستند استفاده می‌شود.

کتان : برای طناب‌های کوچک مورد استفاده قرار می‌گیرد. مانند طناب‌های نازک کمر بند و طناب‌های نازک هواپیما.

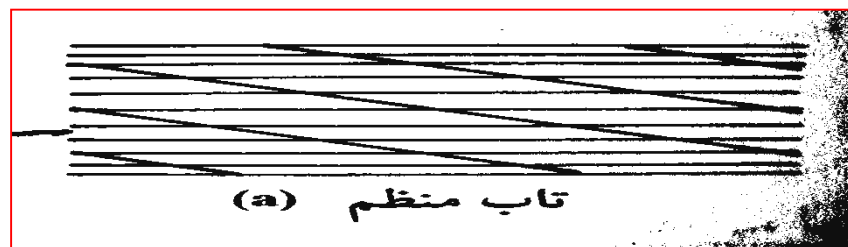
آزبست : برای کاربردهای به خصوص و مطمئن در جاهایی که طناب درون کوره استفاده می‌شود، توصیه می‌شود.

هسته‌های پلاستیکی پلی وینیل برای کاربردهای در معرض رطوبت، اسیدها و تیزی‌های بیش از اندازه توصیه می‌شود.

دسته بندی طنابها سیمی از لحاظ تاب:

۱- تاب منظم:

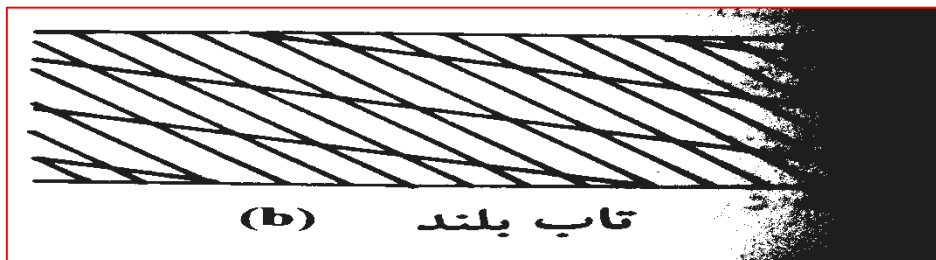
سیمها تقریبا موازی محور کابل دیده می شوند. این کابلها به هنگام کاربرد، از هم باز نشده، چمبره نمی شود، و کار با آنها آسان است.



۲- تاب بلند:

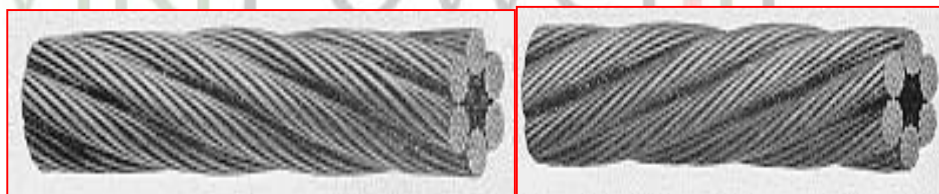
برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

راستای سیمهای بیرونی، نسبت به محور کابل، مورب می باشد. این کابلها در مقابل ساییدگی و خستگی مقاوم می باشند و به باز شدن و چمبره شدن تمایل دارند.



تاب طناب های سیمی:

تاب یک طناب جهت مسیر مارپیچی است که در آن رشته سیم ها قرار گرفته اند. به طور مشابه تاب یک رشته جهت مسیر مارپیچی است که در آن سیم قرار داده شده. اگر سیم درون رشته یا رشته درون طناب شبیه منحنی حلزونی رزوه های یک پیچ راست گرد باشند، آنها به سمت راست پیچیده شده اند و این تاب راست گرد نامیده می شود. برعکس اگر به سمت چپ پیچیده شده باشند، تاب چپ گرد نامیده می شوند.



نامگذاری طنابهای سیمی:

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آر سایت و به همراه فونت های لازم

انتخاب طنابهای سیمی:

Table 2. Weights and Strengths of 6 × 19 (Standard Hoisting) Wire Ropes, Preformed and Not Preformed

Diam., Inches	Approx. Weight per Ft., Pounds	Breaking Strength, Tons of 2000 Lbs.			Diam., Inches	Approx. Weight per Ft., Pounds	Breaking Strength Tons of 2000 Lbs.		
		Impr. Plow Steel	Plow Steel	Mild Plow Steel			Impr. Plow Steel	Plow Steel	Mild Plow Steel
1/4	0.10	2.74	2.39	2.07	1 1/4	2.50	64.6	56.2	48.8
3/16	0.16	4.26	3.71	3.22	1 3/8	3.03	77.7	67.5	58.8
1/8	0.23	6.10	5.31	4.62	1 1/2	3.60	92.0	80.0	69.6
7/16	0.31	8.27	7.19	6.25	1 5/8	4.23	107.	93.4	81.2
1/2	0.40	10.7	9.35	8.13	1 3/4	4.90	124.	108.	93.6
5/16	0.51	13.5	11.8	10.2	1 7/8	5.63	141.	123.	107.
3/4	0.63	16.7	14.5	12.6	2	6.40	160.	139.	121.
7/8	0.90	23.8	20.7	18.0	2 1/8	7.23	179.	156.	...
1	1.23	32.2	28.0	24.3	2 1/4	8.10	200.	174.	...
1 1/8	1.60	41.8	36.4	31.6	2 1/2	10.00	244.	212.	...
1 1/4	2.03	52.6	45.7	39.8	2 3/4	12.10	292.	254.	...

The 6 × 25 filler wire with fiber core not illustrated.
 For ropes with steel cores, add 7 1/2 per cent to above strengths.
 For galvanized ropes, deduct 10 per cent from above strengths.
 Source: Rope diagrams, Bethlehem Steel Co. All data, U.S. Simplified Practice Recommendation 198-50.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آر م سایت و به همراه فونت های لازم

钢丝绳

STEEL WIRE ROPE

GB / T 8918-1996



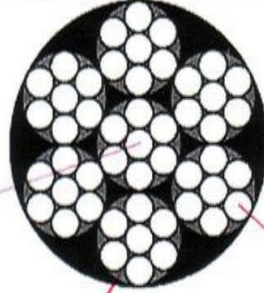
结构 CONSTRUCTION **6 × 7 + FC**



适用于斜井卷扬、立井罐道及索道承重。
Used for inclined shaft hoisting, vertical shaft cage conductor and bearing of cableway.

رنگها (سیمها)

结构 CONSTRUCTION **6 × 7 + IWS**



适用于船舶张拉桅杆及吊桥。
Used for pull mast for ships and suspension bridge.

همه سیمها به هم وصل شده اند

رنگها (سیمها)

力学性能表

Mechanical performance table

6 × 7 + FC
6 × 7 + IWS

钢丝绳 公称直径 Nominal diameter of steel wire rope		钢丝绳近似重量 Approximate weight of steel wire rope		钢丝绳公称抗拉强度 Nominal tensile strength for steel wire rope (MPa)										
				1470	1570	1670	1770	1870						
				钢丝绳最小破断拉力 Minimum breaking force of steel wire rope										
直径 Diameter	允许 偏差 Allowable tolerance	天然 纤维芯 钢丝绳 Natural fiber cored wire rope	合成 纤维芯 钢丝绳 Synthetic fiber cored wire rope	钢芯 钢丝绳 Steel cored wire rope	纤维芯 钢丝绳 Fiber cored wire rope	钢芯 钢丝绳 Steel cored wire rope	纤维芯 钢丝绳 Fiber cored wire rope	钢芯 钢丝绳 Steel cored wire rope	纤维芯 钢丝绳 Fiber cored wire rope	钢芯 钢丝绳 Steel cored wire rope	纤维芯 钢丝绳 Fiber cored wire rope	钢芯 钢丝绳 Steel cored wire rope	纤维芯 钢丝绳 Fiber cored wire rope	钢芯 钢丝绳 Steel cored wire rope
2	+ 8	1.40	1.38	1.55	1.95	2.11	2.08	2.25	2.21	2.39	2.35	2.54	2.48	2.68
3	0	3.16	3.10	3.48	4.39	4.74	4.69	5.07	4.98	5.39	5.28	5.71	5.58	6.04
4	+ 7	5.62	5.50	6.19	7.80	8.44	8.33	9.01	8.87	9.59	9.40	10.10	9.93	10.70
5	0	8.77	8.60	9.68	12.20	13.10	13.00	14.00	13.80	14.90	14.60	15.80	15.50	16.70
6		12.60	12.40	13.90	17.50	18.90	18.70	20.20	19.90	21.50	21.10	22.80	22.30	24.10
7		17.20	16.90	19.00	23.90	25.80	25.50	27.60	27.10	29.30	28.70	31.10	30.40	32.80
8		22.50	22.00	24.80	31.20	33.70	33.30	36.00	35.40	38.30	37.60	40.60	39.70	42.90
9		28.40	27.90	31.30	39.50	42.70	42.20	45.60	44.90	48.50	47.50	51.40	50.20	54.30
10		35.10	34.40	38.70	48.80	52.70	52.10	56.30	55.40	59.90	58.70	63.50	62.00	67.10
11		42.50	41.60	46.80	59.00	63.80	63.00	68.10	67.00	72.50	71.10	76.80	75.10	81.20
12	+ 6	50.50	49.50	55.70	70.20	75.90	75.00	81.10	79.80	86.30	84.60	91.50	89.40	96.60
13	0	59.30	58.10	65.40	82.40	89.10	88.00	95.20	93.70	101.00	99.30	107.00	104.00	113.00
14		68.80	67.40	75.90	95.60	103.00	102.00	110.00	108.00	117.00	115.00	124.00	121.00	131.00
16		89.90	88.10	99.10	124.00	135.00	133.00	144.00	141.00	153.00	150.00	162.00	158.00	171.00
18		114.00	111.00	125.00	158.00	170.00	168.00	182.00	179.00	194.00	190.00	205.00	201.00	217.00
20		140.00	138.00	155.00	195.00	211.00	208.00	225.00	221.00	239.00	235.00	254.00	248.00	268.00
22		170.00	166.00	187.00	236.00	255.00	252.00	272.00	268.00	290.00	284.00	307.00	300.00	324.00
24		202.00	198.00	223.00	281.00	303.00	300.00	324.00	319.00	345.00	338.00	366.00	357.00	386.00
26		237.00	233.00	262.00	329.00	356.00	352.00	381.00	374.00	405.00	397.00	429.00	419.00	453.00
28		275.00	270.00	303.00	382.00	413.00	408.00	441.00	434.00	470.00	460.00	498.00	486.00	526.00

注: 最小破断拉力总和 = 钢丝绳最小破断拉力 × 1.134(纤维芯)或 1.214(钢芯)
Annotation: Summation of minimum breaking force of steel wire = minimum breaking force of steel wire rope × 1.134 (fiber-cored) or 1.214 (steel-cored)

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

طبقه بندی های استاندارد طناب های سیمی

گروه ۶ × ۷ (استاندارد طناب های خوابیده زبر) :

طناب های این گروه برای جاهایی که مقاومت در مقابل فرسایش نیاز است استفاده می شوند. به عنوان مثال هنگامی که روی زمین کشیده می شوند و یا از میان يك غلتك کشیده می شود.

کشیدن اشیاء سنگین، انتقال طناب از کاربردهای عادی برای آنان هستند. این طناب ها به صورت تاب منظم بر است گرد و گهگاه به صورت تاب بلند تهیه می شوند. هسته می تواند از فیبر، طناب سیمی مستقل و یا رشته های سیمی باشد. از این رو این طناب ها یکی از انواع ساختار های با سفتی نسبی است. طناب ها در این گروه بهتر است با قرقره ها و طبلک های بزرگ استفاده شوند. به خاطر تعداد کمی سیم ها : يك ضریب اطمینان بزرگ را ایجاب می کنند.

گروه ۶ × ۱۹ (طناب کششی استاندارد):

این يك گروه مطلوب است و به طور گسترده استفاده می شوند. طناب های این گروه به صورت تاب منظم و تاب بلند تهیه می شوند و ممکن است پیش ساخته باشد یا نباشد. هسته ممکن است از فیبر، طناب مستقل یا رشته سیم باشد.

گروه ۶ × ۳۷ (طناب کششی با انعطاف پذیری اضافی) :

برای اندازه طناب داده شده سیم های تشکیل دهنده این گروه قطر های کوچکتری از آنهایی که دو گروه قبل شرح داده شده دارند از این رو مقاومت در مقابل سایش کمتری دارند. طناب های این گروه به صورت تاب منظم و تاب بلند با هسته فیبری یا هسته به صورت طناب مستقل و به صورت از پیش ساخته تهیه می شوند .

خواص طناب های سیمی:

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

- استحکام
- مقاومت در برابر فرسایش
- انعطاف پذیری
- مقاومت در برابر شکستن سیمها و از شکل افتادگی

استحکام طناب سیمی به موارد زیر بستگی دارد:

اندازه

نوع ماده ای که سیم از آن ساخته شده

تعداد سیم ها

و اینکه سیم ها گالوانیزه باشد یا نه.

۲. مقاومت در برابر فرسایش:

طناب های که در کاربردشان باید روی سطح ها جلو و عقب بروند که در معرض فرسایش و سایش های معمولی قرار می گیرند باید به طور به خصوصی بنا شوند تا کار رضایت بخش را ارائه دهند.

چنین ساختاری ممکن است در موارد زیر استفاده شود:

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

بزرگ بودن سیم های بیرونی

استفاده از طناب های بلند که در آنها جهت گردش سیم در رشته با جهت گردش

رشته در طناب مشابه می باشند

پهن کردن رشته ها

انعطاف پذیری:

طناب های که دستخوش خمش شدید و تکرار شونده می شوند، مانند طناب های

گذرنده از دور چرخ قرقره و طبلک باید درجه بالای از انعطاف پذیری را داشته

باشند تا از شکستن زمان تا به هنگام ناشی از خستگی جلوگیری کنند

✓ استفاده از سیم های کوچک در تعداد بیشتر

✓ استفاده از طناب های تاب بلند

✓ استفاده از طناب های از پیش ساخته شده که سیم ها ورشته های طناب ها در

طی ساخت شکل داده شده اند، تا به طور مناسب در جای خود در طناب ساخته

شده نهایی جای سازی شوند

مقاومت در برابر شکستن سیمها و از شکل افتادگی:

هر جا طناب های سیمی در معرض بارهای متقاطع قرار گیرد ممکن است در آن

لهیدگی یا فرسودگی اتفاق بیفتد و طنابی که برای چنین حالتی طراحی شده باشد باید

موارد ذیل را دارا باشد:

سیم های بیرونی بزرگ تا بار روی هر سیم را در منطقه بزرگتری پخش کند

یک هسته تشکیل شده از یک طناب مستقل یا یک هسته تشکیل شده از فنر سرد

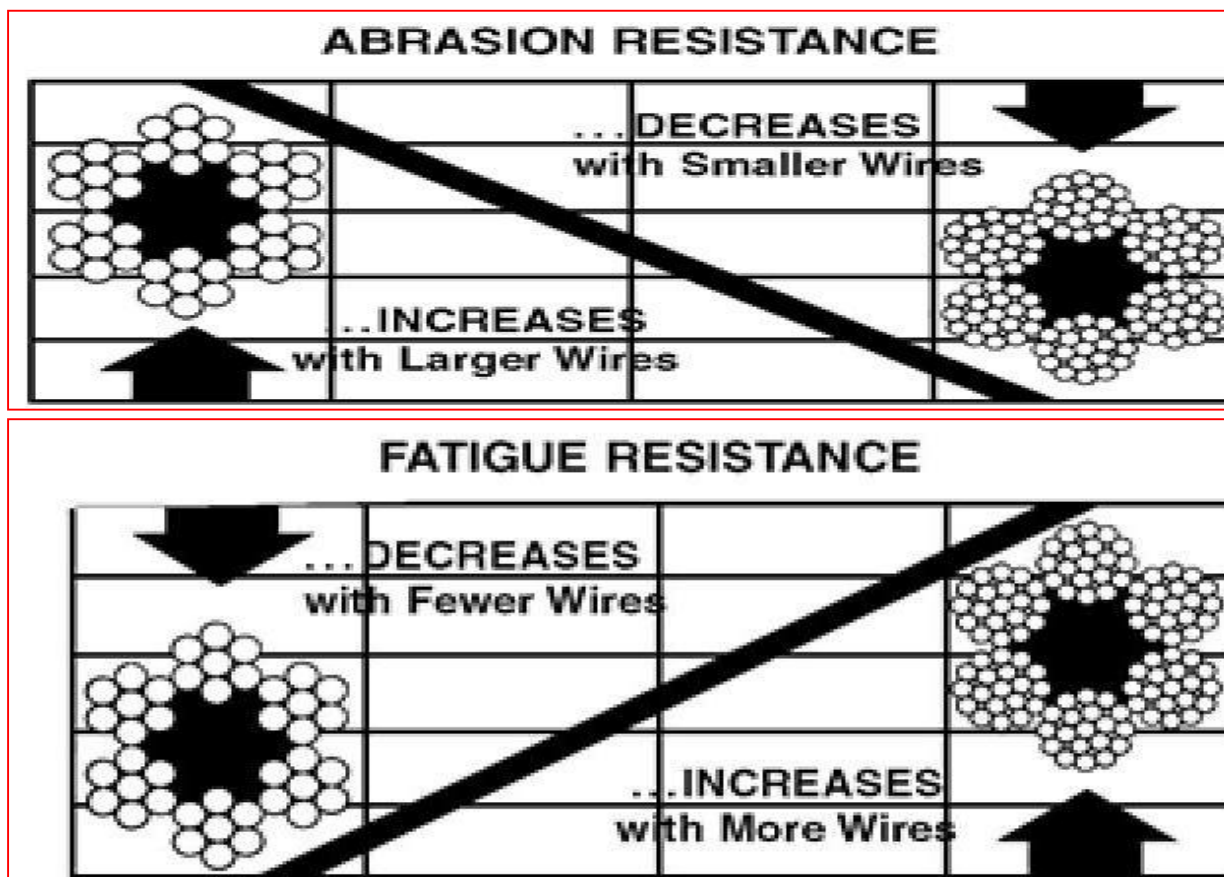
پیچیده شده کربن بالا cold-darwn

با افزایش تعداد سیم های تشکیل دهنده هر رشته مقاومت کابل در برابر خستگی

افزایش می یابد .

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آر م سایت و به همراه فونت های لازم

همچنین با افزایش قطر سیم ها مقاومت کابل در برابر سایش و فرسودگی افزایش می یابد.



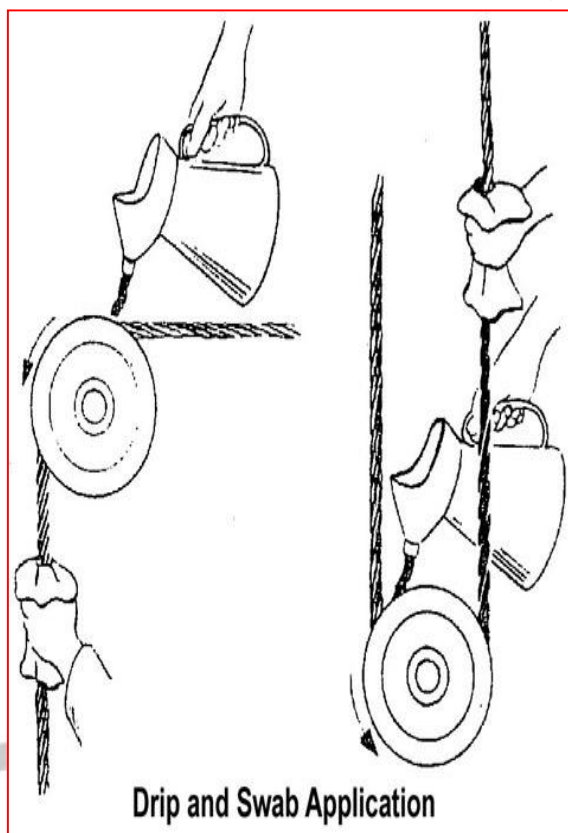
روانکاری کابل:

مزایای روانکاری کابل های سیمی:

- ۱- از زنگ زدن کابل جلوگیری میکند.
- ۲- از فرسودگی کابل جلوگیری میکند.
- ۳- از گسیختگی زودرس کابل ممانعت می کند.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

- ۴- بر عمر مفید کابل می افزاید
۵- روش انجام آن آسان است



اتصال طنابها:

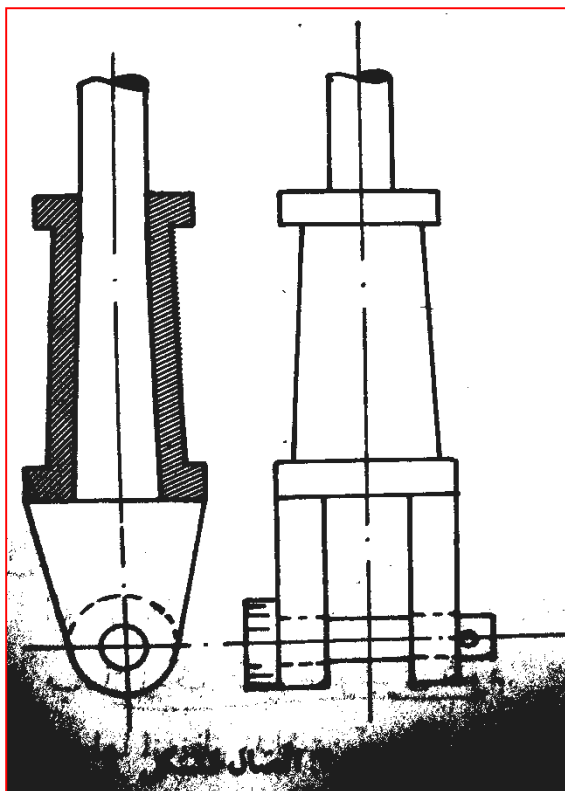
۱- اتصال فشنگی

۲- اتصال ورقی

اتصال فشنگی:

رشته های انتهای کابل را از هم باز می کنند. آنها را تا کرده، از داخل فشنگی مخروطی عبور می دهند. سپس سرب مذاب را روی آن می ریزند. در انتهای فشنگی یک چنگال وجود دارد که حول محوری حرکت می کند.

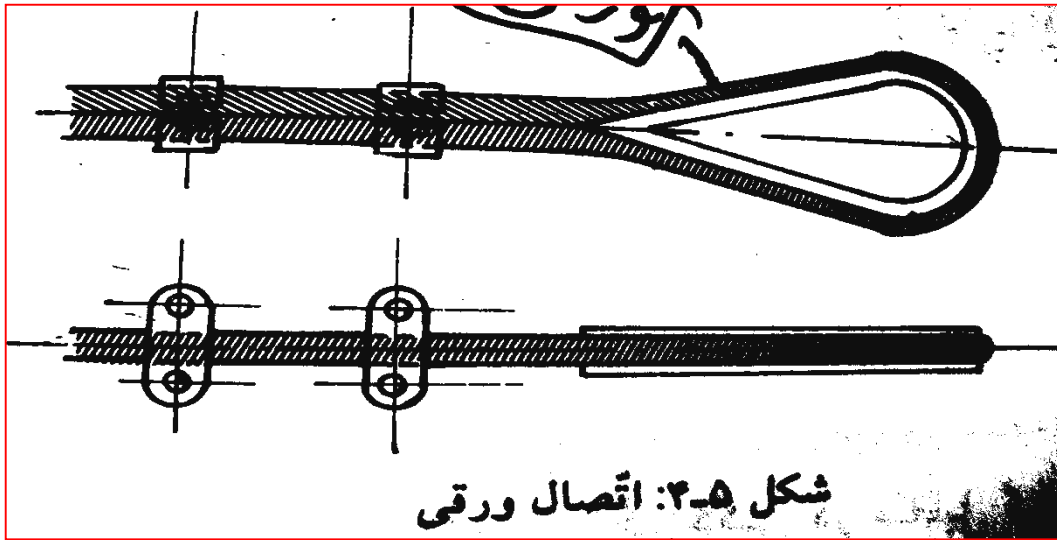
برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



اتصال ورقی:

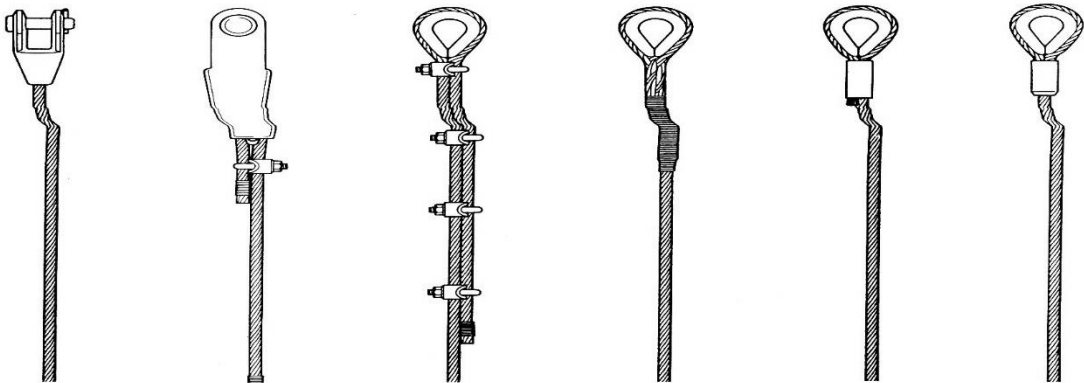
کابل را در یک ورق قوس دار پیچانده و بوسیله بستهای روی خودش متصل می کنند. دو طرف ورق بصورت شیار نیم دایره است که کابل را در شیار خودش قرار می دهند و مانع خارج شدن آن می گردد.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه



Lift Rope Terminations

BRIDON offers a range of loose or fitted terminations suitable for elevator rope applications:



Open conical socket fitted by means of white metal or synthetic resin.

DIN 15315 wedge socket.

Ordinary thimble fitted by means of DIN 1142 wire rope grips.

Ordinary thimble fitted by means of a hand splice.

Ordinary thimble fitted by means of an aluminium ferrule.

Ordinary thimble fitted by means of a Superloop® steel ferrule and flemish eye.

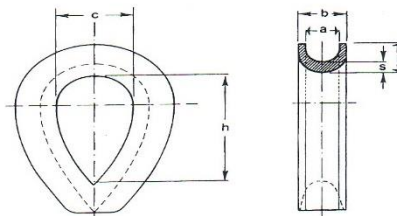
A range of rope pulling stockings is also available for installation purposes.



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

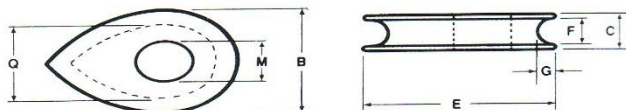
Terminations

Ordinary Thimble - To DIN 3090



Nominal size (dia of rope)	a	b	c	s	p (min)	h	Approximate weight per 100 pieces
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
4	5	9	10	2.1	5.1	20	1.2
6	7	12	15	2.6	7.1	30	2.8
8	9	13	20	4	11	40	5.7
10	11	16	25	5	14	50	15.2
12	13	19	30	6	16	60	24
14	16	22	35	7	17	70	38
16	18	25	40	8	19	80	52
18	20	27	45	9	21	90	66
20	22	30	50	10	23	100	88
22	24	33	55	10	24	110	104
24	26	37	60	11	27	120	129
26	29	46	65	12	30	130	260
28	31	50	70	12	33	140	277
32	35	55	80	14	38	160	440
36	40	60	90	16	42	180	460
40	44	65	100	18	46	200	700
44	48	70	110	20	53	220	1000

Solid Thimble - to BS464:1958

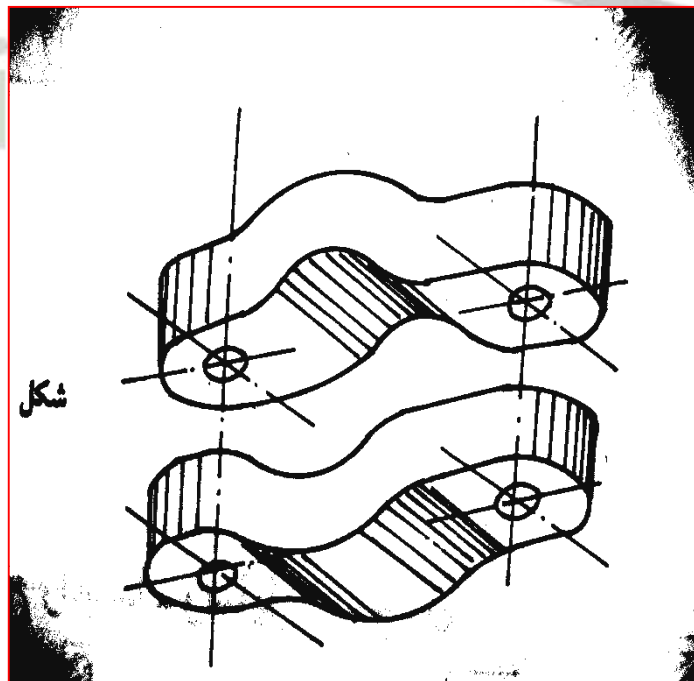
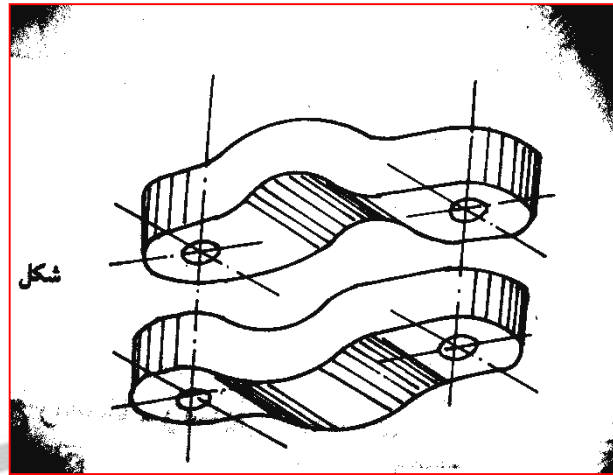


Nominal size (dia of rope)	Q	B	C	E	F (min)	G	M (max)
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
8	25.4	34.9	11.1	47.6	7.9	4.8	12.7
9	31.8	44.4	14.3	57.2	11.1	6.4	15.9
11	38.1	52.4	17.5	69.8	12.7	7.1	19.0
13	44.4	60.3	20.6	82.6	14.3	7.9	22.2
14	44.4	60.3	20.6	82.6	14.3	7.9	22.2
16	50.8	69.8	22.2	95.2	15.9	9.5	25.4
18	57.2	79.4	25.4	105	19.0	11.1	28.6
19	63.5	85.7	28.6	118	22.2	11.1	31.8
20	63.5	85.7	28.6	118	22.2	11.1	31.8
22	69.8	95.2	31.8	127	23.8	12.7	34.9
24	76.2	105	33.3	140	25.4	14.3	38.1
26	82.6	114	36.5	152	27.0	15.9	41.3
28	88.9	124	39.7	165	30.2	17.5	44.4
32	102	140	44.4	191	33.3	19.0	50.8
35	114	156	50.8	210	38.1	20.6	57.2
38	127	171	57.2	235	41.3	22.2	63.5

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

اتصال بست و پیچ:

کابل را تا کرده، داخل دو بست قرار می دهند و بوسیله دو پیچ محکم می بندند. این روش یک عیب کلی دارد که کابل را خراب کرده، در آن تغییر شکل ایجاد می کند، ترجیح داده می شود از گیره های سه تکه استفاده شود.



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

فصل دوم



زنجیرها و کاربرد

(غدیر حیرانی ، مجتبی نصراللهی ، حمید غفاریان ، امیر سفیدگران)

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

زنجیر های صنعتی

مزایای مکانیزمهای انتقال قدرت زنجیری

انتقال قدرت بدون لغزش.

عدم نیاز به نیروی پیش تنش.

عدم حساسیت در مقابل افزایش رطوبت و حرارت

نیاز به ساختمان کوچکتر جهت انتقال قدرت برابر

معایب مکانیزمهای انتقال قدرت زنجیری

غیر الاستیکی بودن

غیر قابل انعطاف در انتقال نیرو

عدم امکان انتقال قدرت بین محورهای غیر موازی

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

قیمت گران در مقایسه با چرخ و تسمه ها

هزینه بالای تعمیر و نگهداری زنجیرها

انواع زنجیرهای انتقال قدرت:

زنجیرهای غلتکی

زنجیرهای حلقوی

زنجیرهای دنده ای

زنجیرهای پینی

زنجیرهای بوشی

مزایای زنجیرهای دنده ای:

عمل درگیری و خروج از درگیری زنجیر با چرخ بدون

لغزش انجام می گیرد.

انتقال نیروهای زیاد

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

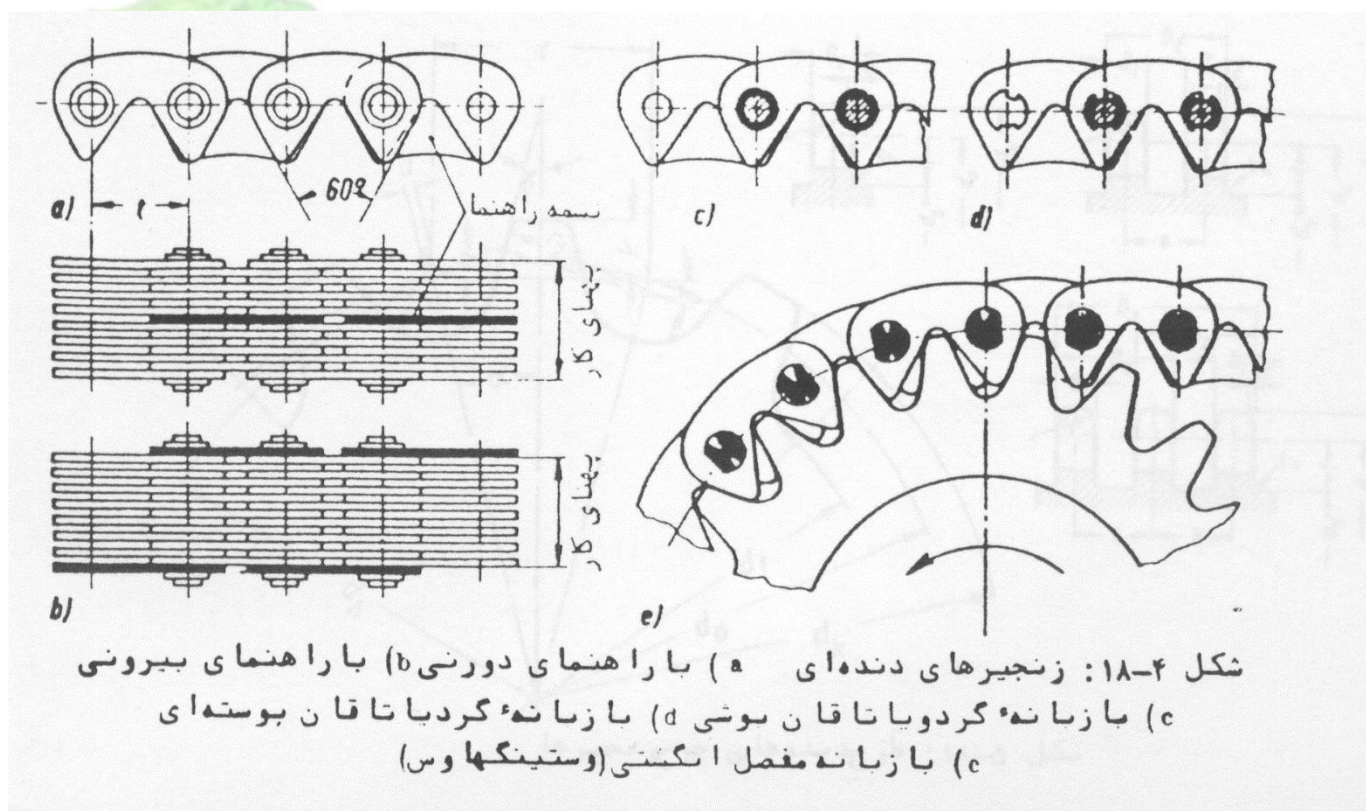
حرکت بدون صدا به دلیل انعطاف دندانهای زنجیر

معایب زنجیرهای دنده ای:

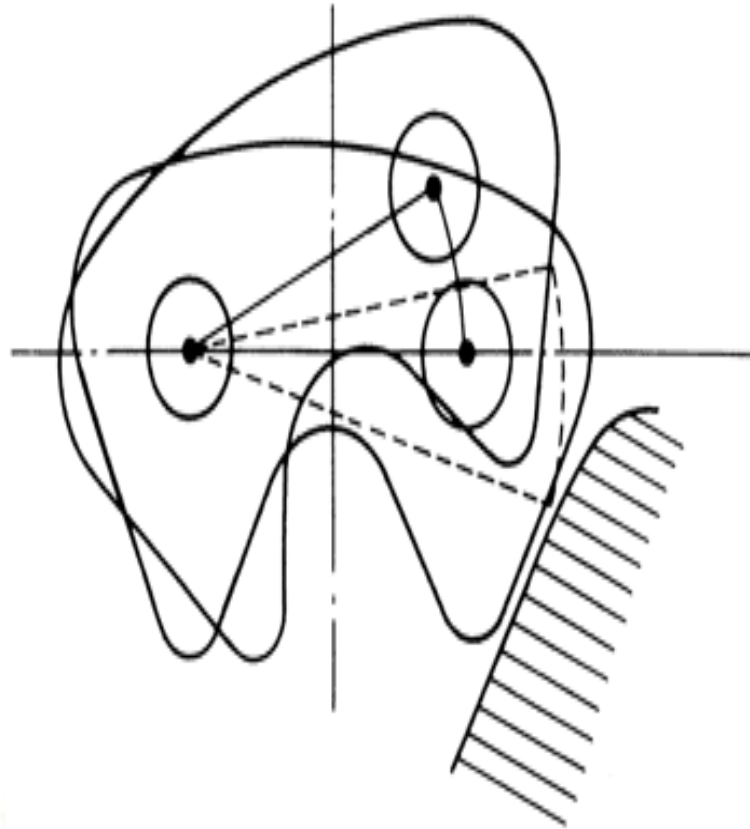
وزن بیشتر

قیمت گرانتر نسبت به زنجیرهای بوشی و غلتکی

زنجیرهای دنده ای:



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



WikiPower.ir



LINK PLATE

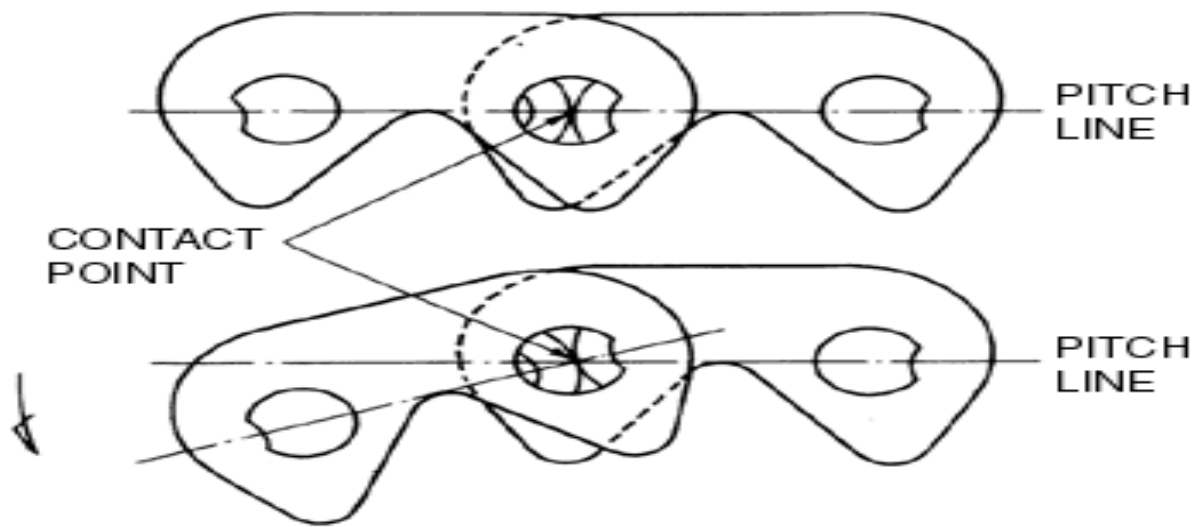


GUIDE PLATE



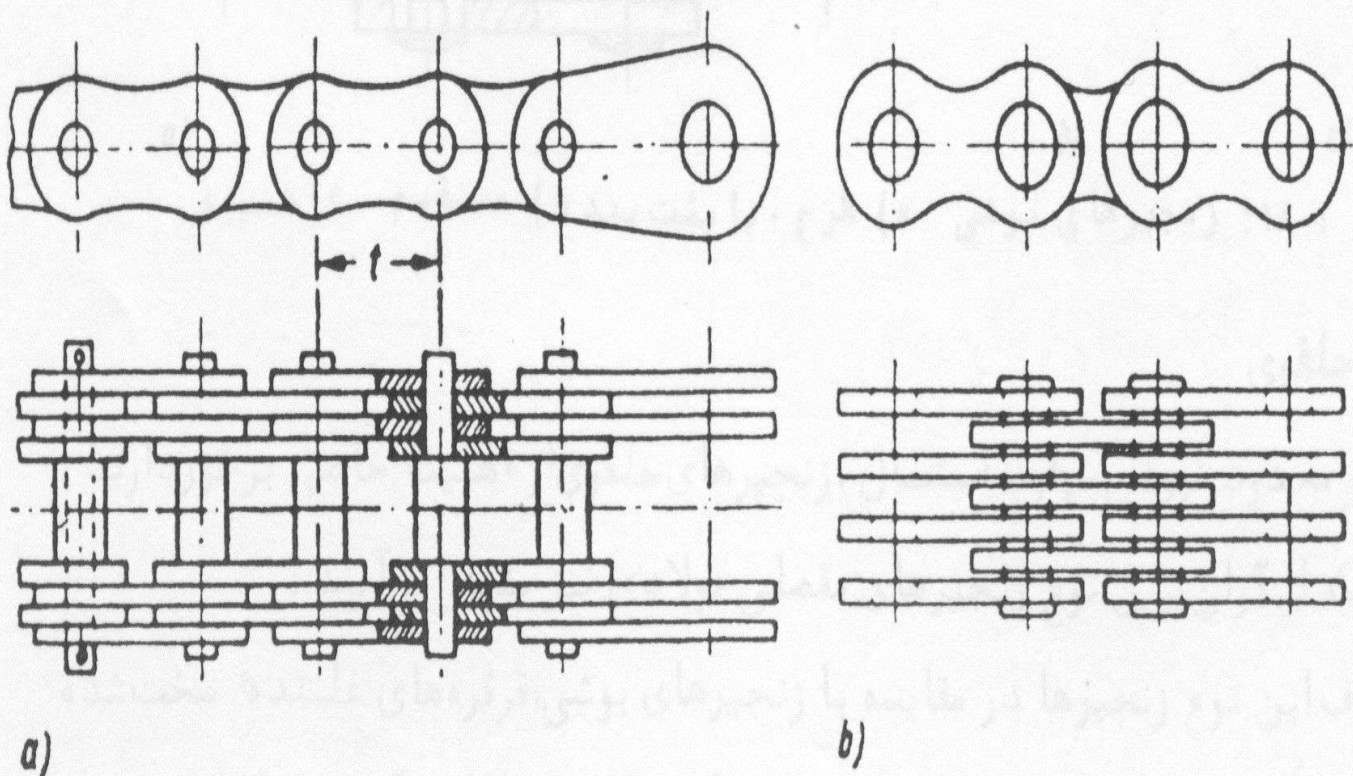
PIN

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

وَنجیرهای پینی:



شکل ۱-۱۸: زنجیرهای پینی (a) زنجیرگال (b) زنجیرفلبر

معایب و مزایای زنجیرهای پینی:

ساده ترین و ارزانه ترین نوع زنجیرهای مفصلی

خاطر کم بودن استحکام سایشی به عنوان عضو

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت **ویکی پاور** مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

محرك در سرعت های محیطی کم مورد استفاده قرار میگیرند.

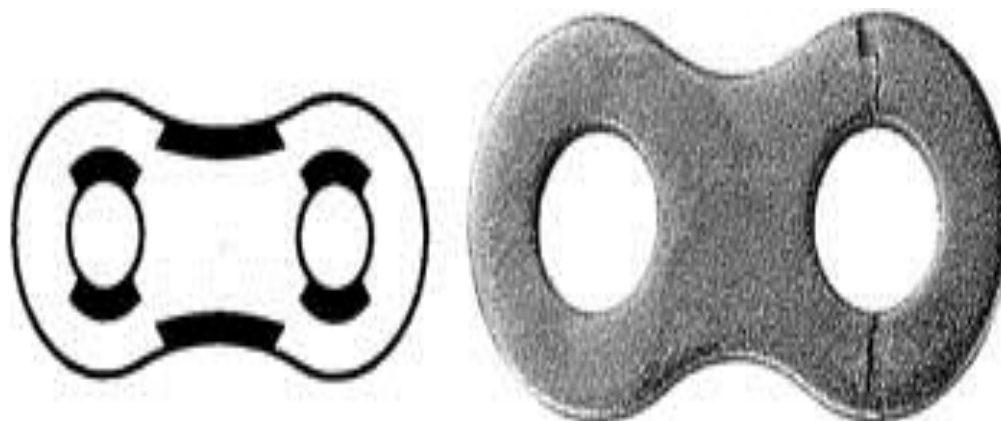
تحمل بیشتر بار توسط زنجیرهای فلیر

زنجیرهای بوشی

مزایا و معایب زنجیرهای بوشی

استحکام سایشی بیشتر در مقایسه با زنجیرهای پینی

فشار پرس سطحی کمتر از زنجیرهای پینی



Positions Where Cracks are Likely to Develop

وزن کم

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

استفاده در فضای محدود خودروها

استفاده در حرکات آرام تا سرعت محیطی ۴ متر بر ثانیه

استفاده با روغنکاری کافی تا سرعت محیطی ۱۲ متر بر ثانیه

ایجاد سر و صدای زیاد

روغنکاری:

اهمیت بالای روغنکاری در زنجیرها نسبت به تسمه ها

وابستگی روغنکاری به سرعت زنجیر

روغنهای غلیظ دارای چسبندگی زیاد ضربه گیری

ونوسان گیری هستند

عدم نفوذ روغنهای غلیظ مابین پینها و بوشها

روشهای روغنکاری

روغنکاری دستی و قطره ای در دورهای پایین

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

روغنکاری در حمام روغن توسط رینگ یا دیسک
در دورهای بالاتر

روغنکاری تحت فشار با پمپ روغن در روش متمرکز

کارکرد خشک و بدون روغن زنجیر

تنش زیاد در محل تماس زنجیر با چرخ زنجیر



ایجاد جوش موضعی در سطوح غلتکها و دندانه های

زنجیر

WikiPower.ir

ایجاد خوردگی در سطح غلتکها و چرخ زنجیر

کارکرد خشک و بدون روغن زنجیر

کارکرد خشک و بدون روغن زنجیر

طرح بدنه چرخ دنده:

با توجه به تعداد دنده ها

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

قدرت قابل انتقال

داده های طراحی

چند تکه بودن و قابل تعویض بودن چرخ

چرخهای کوچک بصورت پولی

چرخهای با قطر بزرگ بصورت بازودار



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت **ویکی پاور** مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

فصل سوم



انواع و کاربردهای تسمه ها

(حسین همتی ، مرتضی نظام دوست)

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

مقدمه :

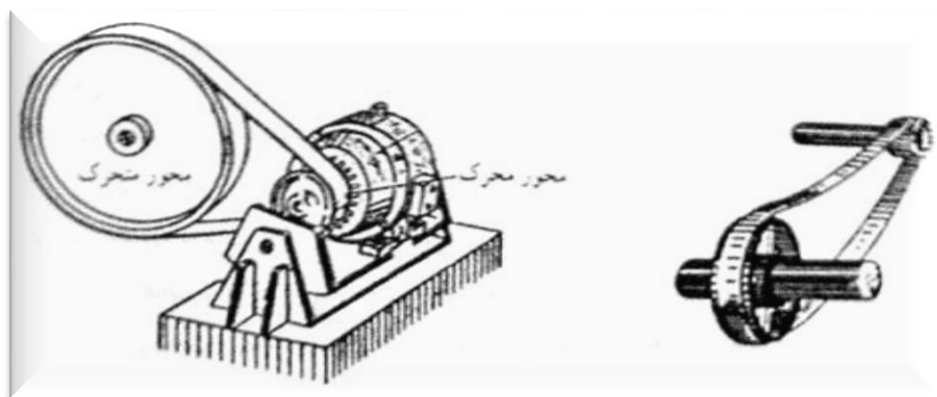
انتقال قدرت بین محورها یکی از اساسی ترین نیازها در اغلب مکانیزم هاست. روشهای مختلفی از جمله استفاده از چرخ دندهها، زنجیرها و تسمه ها وجود دارد که با توجه به وضعیت و فاصله محورها نسبت به یکدیگر، میزان توان انتقالی، هزینه شرایط محیطی، عمر مورد نیاز و مواردی از این قبیل اقدام به انتخاب بهترین مورد مینماییم. در بسیاری از موارد انتخاب مناسب استفاده از انواع تسمه های انتقال قدرت میباشد.

تسمه و چرخ تسمه :

* تسمه و چرخ تسمه به طور کلی متداولترین، ساده ترین و ارزان ترین وسیله انتقال حرکت می باشد به طوری که می توان گفت در بیشتر وسایل خانگی و ماشین آلات و دستگاه ها از تسمه و چرخ تسمه استفاده می شود.

* تسمه و چرخ تسمه اغلب برای انتقال حرکت محورهای که در فاصله زیاد از یکدیگر قرار دارند، بکار می رود.

* قدرت توسط اصطکاک ایجاد شده بین تسمه و چرخ تسمه انتقال می یابد و این انتقال همراه با لغزش می باشد.



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

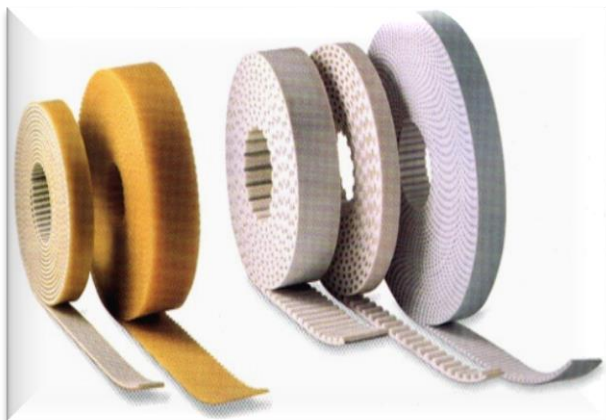
مزایای تسمه و چرخ تسمه :

- ۱- از نظر ساختمان و طرز کار بسیار ساده و در عین حال ارزان است.
- ۲- برای محورهای موازی و نیز عمود بر هم قابل استفاده می باشد.
- ۳- تقسیم حرکت از یک محور به چند محور امکان پذیر است.
- ۴- حرکت آرام و بدون صدا با خاصیت الاستیکی (سر و صدای کمتر نسبت به چرخ زنجیر تولید می کند).
- ۵- باز و بسته کردن نسبتاً ساده.
- ۶- راندمان خوب تا ۹۹٪.
- ۷- در صورت ایجاد شوک یا ضربات ناگهانی در ماشین به دلیل امکان لغزش تسمه روی پولی از انتقال شوک به موتور جلوگیری می کند.

معایب تسمه و چرخ تسمه :

- ۱- در اثر وجود نیروی کششی اولیه، بار وارده بر یاتاقان های محوری بیشتر می شود (نسبت به چرخ و زنجیر).
- ۲- لغزش تسمه روی پولی، باعث غیر یکنواختگی انتقال حرکت می شود.
- ۳- تسمه ها پس از مدتی کار دچار ازدیاد طول می شود.
- ۴- حساسیت زیاد چرخ تسمه در مقابل حرارت، رطوبت، گرد و خاک و به خصوص روغن.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



انواع تسمه ها :

- ۱- تسمه گرد
- ۲- تسمه تخت
- ۳- تسمه جناغی
- ۴- تسمه جناغی نواری
- ۵- تسمه جناغی دنده ای
- ۶- تسمه جناغی چند تکه
- ۷- تسمه تایمینگ
- ۸- تسمه های خاص

تسمه گرد :

این نوع از تسمه ها برای انتقال نیروی کم مناسب اند و از آنها در دستگاههایی مانند ماشینهای تراش ظریف مخصوص ساعت سازی ، ماشینهای حکاکی ، چرخهای خیاطی و استفاده میشوند .



غیره



تسمه تخت

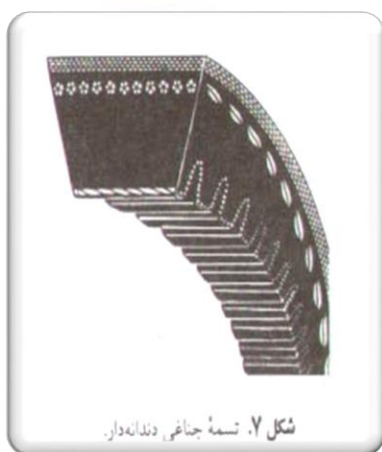
برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

این نوع تسمه ها اغلب به صورت رول به بازار عرضه میشوند و به طولهای مورد نیاز بریده میشوند و توسط روشهای مختلف به هم متصل میشوند.

متداولترین کاربرد این نوع تسمه ها در محرکهایی است که میبایست توان بالایی را به یک ماشین مجزا انتقال دهد.

تسمه جناغی

متداولترین و سیله انتقال بار بین چرخ تسمه های متوسط است. ویژگی بارز این نوع تسمه عمل گوه ای تسمه در هنگام درگیر شدن با شیار چرخ تسمه است و در نتیجه ی درگیری



کاملتر تسمه با چرخ تسمه، انتقال بار بیشتر امکان پذیر می شود. در دو نوع ساده و دندانه دار ساخته می شوند.

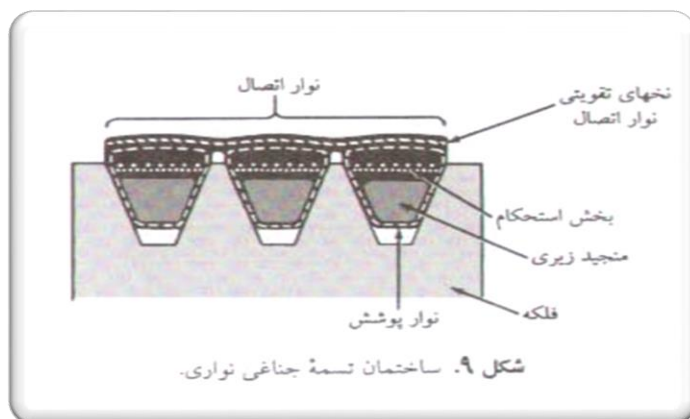
در این تسمه ها بخش رویی را به دلیل کشش و فشار لاستیکی می سازند.

بخش داخلی را به دلیل نخهای موجود در آن بخش استحکام می نامند.

در ساختار تسمه های جناغی معمولاً از نخهای تابیده - کتان - ریون - نایلون - پلی استر و در بعضی مواقع از مفتولهای فولادی استفاده میشود.

مزایا :

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



این نوع تسمه ضربه گیر است.

تعمیر و نگهداری آن سریع و آسان است.

بازده این تسمه ها حدود ۹۶ -

۷۰ درصد است .

بازده انتقال توان آن پس از

مدتی کار به ۹۴ تا ۹۸٪

میرسد.

می توان سیستمهای محرک را

جمع و جورتر ساخت.

دور های ۳۰۰ تا ۳۰۰۰ متر بر

دقیقه را تحمل می کنند.

معایب :

برای فواصل دور کاربرد ندارد.

لزوم جور بودن در محرکهای چند تسمه ای.

تسمه جنافی نواری

تسمه های جنافی مضاعفی هستند که آنها راروی یک نوار متصل کرده اند و در دو نوع

معمولی و دندانه دار ساخته می شوند.

مزیت :

مشکلات مربوط به جور بودن در محرکهای چند تسمه ای را کاهش میدهند.

عیب :

در مقایسه با سیستم محرک چند تسمه ای به ساییدگی حساس ترند.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

ساختار:

- ۱- نوار اتصال
- ۲- نخ های تقویتی
- ۳- بخش استحکام
- ۴- منجید زیری
- ۵- نوار پوشش



تسمه جناغی دنده ای

در این نوع تسمه ها استحکام و سادگی تسمه تخت بادرگیری مطمئن تسمه جناغی تلفیق شده است.

این تسمه ها را از لاستیک قالبگیری شده و از لایه هایی از نخهای استحکام بخش می سازند.

برای سرعتهای ۶۰ تا ۳۰۰۰ متر در دقیقه کاربرد دارند .

این تسمه ها تا حدود ۷,۵ کیلو وات (۱۰ اسب بخار) توان را انتقال می دهند.

مزایا :

مشکل جور بودن تسمه ها که در محرکهای چند تسمه ای با آن سرو کار داشتیم دیگر مطرح نیست.

روی چرخ تسمه های کوچک و در فواصل کوتاه بیشترین بازده را دارند.

معایب :

این تسمه ها را در مقایسه با تسمه های جناغی معمولی بیشتر سفت می کنند.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

تسمه جناغی چند تکه

این تسمه ها از تکه های مساوی تشکیل شده است که به وسیله واشر و میخ های بی سر به هم متصل شده اند.

این تسمه ها را از چند لایه پارچه محکم ولاستیک می سازند.

مزایا :

در هنگامی که تسمه جناغی استاندارد در دسترس نیست مورد استفاده قرار می گیرد .

عملیات مونتاژ سیستم های محرک چند تسمه را آسان می کنند

معایب :

فقط قادر به انتقال بارهای سبک است .

برای سرعت های بالاتر از ۱۵۲۵ متر در دقیقه توصیه نمی شوند.

وجود تکه های مجزا سبب افزایش سطح در معرض هوازدگی و رطوبت می شوند

استانداردهای تسمه جناغی

چرخ تسمه iso 255 :

تسمه و چرخ تسمه در ماشینهای کشاورزی iso 3140 :

تسمه در صنایع اتومبیل iso 2790 :

تسمه در مبدل های سرعت صنعتی iso 1064 :

طول تسمه iso 8491 :

مصارف صنعتی تسمه iso 9982 :

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت **ویکی پاور** مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

تسمه تایمینگ :

اجزا "تشکیل دهنده تسمه تایمینگ :

* لایه کششی متشکل از کابل های فولادی با استحکام کششی خیلی بالا و کرنش جزئی.

* بدنه تسمه قابلیت خمشی داشته که لایه کششی را در برگرفته.

* لایه تماسی به منظور کاهش ضریب اصطکاک، با لایه ای از جنس نایلون پوشانیده می

شود.

جنس دندانه را از پلی اورتان می سازند.

مزایا :

۱- نیاز به روانکاری ندارد.

۲- سر نمی خورد و تغییر سرعت نمی دهد.

۳- بازده مکانیکی آن ۹۷ تا ۹۹٪ است.

۴- توانایی انتقال توان از یک اسب تا ۶۰ اسب (۴۵ کیلو وات) را دارد.

۵- نسبت وزن به توان انتقالی آن بالاست.

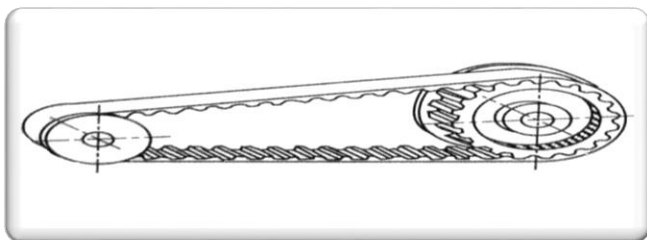
معایب :

یکی از عیوب این تسمه ها ایجاد سرو صدا در موقع گیرپاژ یکی از راهنما های تسمه می

باشد.

از نظر سرو صدا و جذب ضربه در سطح پایین تری از تسمه های تخت و جناغی می

باشد.



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

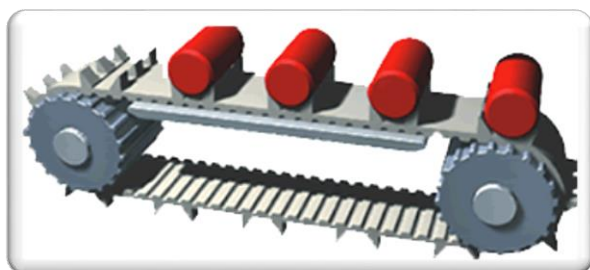
تسمه های خاص :

این گونه از تسمه ها دارای اشکال و مشخصات خاص و ویژه ای می باشند ، که فقط بنا به سفارش ساخته می شوند چرا که طراحان و سازندگان ماشین آلات و دستگاه بنا به وظیفه خاصی که تسمه در دستگاه انجام می دهد ، این تسمه ها را طراحی می کنند که البته در درجه اول مهمترین علت ساخت این تسمه ها ، انحصاری کردن تولیدات خود می باشد . کاملا روشن است که این انحصار فقط شامل تسمه ها نمی باشد .

خواص مواد سازنده تسمه ها :

۱- چسبندگی خوب بین تسمه و چرخ تسمه (ضریب اصطکاک بالا)

۲- مقاومت زیاد در برابر پاره شدن به منظور ایجاد پیش تنشهای بالا



۳- الاستیسیته زیاد با کرنش ماندگار کم

به منظور پایین نگه داشتن تنشهای

خمشی و به خاطر آنکه ضرورت سفت

کردن دوباره به ندرت پیش آید و یا اصلا

نیازی به آن نباشد .

۴- عدم حساسیت در برابر عوامل جوی

روغنها و یا حتی مواد شیمیایی

تسمه های چرمی

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

این تسمه ها از دباغی پوست گاو نر یا ماده بدست می آید

مزایا :

این تسمه ها نرم و مقاومت به کشش هستند

همچنین مقاومت به فرسایش هستند

معایب :

این تسمه ها نه به رطوبت نه به اسید مقاومت می کنند

مقاومت به کشش :

بار گسیختگی این تسمه ها بین ۳۰۰ تا ۴۰۰ کیلوگرم بر سانتیمتر مربع بر حسب جنس

می باشد

تسمه های نخ

جنس این تسمه ها از پارچه های بافته شده از الیاف پنبه ای می باشد.

مزایا :

این تسمه ها از تسمه های چرمی ارزان تر هستند و با طولهای بسیار زیاد ساخته می

شوند.

معایب :

این نوع تسمه ها نسبت به عوامل جوی حساس هستند و بر حسب رطوبت هوا افزایش یا

کاهش طول می یابد(بازده متغییر).

مقاومت به کشش :

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

بار گسیختگی این تسمه ها بین ۲۰۰ تا ۲۵۰ کیلوگرم بر سانتیمتر مربع است.

تسمه های بالاتا

جنس این تسمه ها از پارچه های بافته شده از الیاف پنبه ای اعلا می باشد که با صمغ بالاتای خالص اندود شده است

مزایا :

این تسمه ها مانند تسمه های نخی به ابعاد مختلف ساخته می شود
این تسمه ها به اسید ها و قلیایی ها مقاومت می کند

معایب:

این تسمه ها با حرارت افزایش طول پیدا می کند
این تسمه ها برای تسمه اندازی با چنگک مقاومت ندارد

مقاومت به کشش:

مقاومت این تسمه ها به کشش در حدود ۳۰۰ تا ۴۰۰ کیلوگرم بر سانتیمتر مربع است

تسمه ها کاوچویی

این تسمه ها مانند تسمه های نوع بالاتا از پارچه های نخی بسیار محکم و با مقاومت زیاد تشکیل شده اند منتهی لایه های آن از کائوچوی و لگانیزه اندود شده اند

مزایا :

این تسمه ها تحت کلیه ابعاد ساخته می شود
در مقابل رطوبت مقاومت دارند و طول آنها با وضعیت رطوبت تغییر نمی کند

معایب :

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

این تسمه ها نه در مقابل حرارت و نه در قبال روغن و نه برای تسمه اندازی با چنگک مقاومت دارند

تسمه ها پشم شتر

این تسمه ها از پشم شتر و پود نخی درست شده اند

مزایا :

این تسمه ها تحت کلیه ابعاد و مخصوصاً بدون انتها می توانند ساخته شوند

این تسمه قابل انعطاف، مقاوم، ارتجاعی بوده و برای نیروهای متغییر توصیه می شود

این تسمه ها به حرارت، به رطوبت و در مقابل گرد و خاک مقاومت دارند

تسمه های فلزی :

این تسمه ها از یک یا چند نوار فولادی آب داده و کشیده شده تشکیل شده اند

مزایا :

این تسمه ها در مقابل حرارت و رطوبت افزایش طول پیدا نمی کند ضمناً جاگیری

آنها نیز کم است

همچنین این تسمه ها سرعت های زیاد را می تواند تحمل کنند: ۶۰ تا ۱۰۰ متر بر

ثانیه

تسمه های نایلونی

معایب :

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

اتصال نوار ها در این نوع تسمه مشکل و حساس است
این تسمه ها استفاده از فلکه یا چرخ تسمه های با قطر بزرگ را ایجاب می کنند
این تسمه ها هیچ گاه موفقیت زیاد نداشته اند

این تسمه ها اخیراً متداول شده و از یک ورقه نایلون مقاوم که در بین دو لایه نازک چرمی
(برای درگیری و چسبندگی) قرار گرفته است تشکیل می شوند
اساس کار ونحوه انتقال توان در تسمه ها

نوع اول :

نیروی موجود در چرخ تسمه از طریق اصطکاکی که بین تسمه و
چرخ تسمه ایجاد می شود ، انتقال می یابد . با این شرط که نیروی
اصطکاک بین تسمه و چرخ تسمه از فشار سطحی روی محیط پولی
بیشتر باشد تا از لغزش تسمه بر روی پولی جلوگیری نماید مانند
تسمه های تخت ، گرد و ...

نوع دوم :

مربوط به تسمه های دندانه دار می باشد بدین ترتیب که نیروی موجود در چرخ تسمه
بواسطه درگیری دندانه به دندانه تسمه و چرخ تسمه منتقل شده و تسمه
این نیرو را انتقال می دهد.
در این حالت به فشار سطحی کمتری نسبت به نوع اول نیاز داریم .

روش های انتقال حرکت :

- ۱- مکانیزم باز
- ۲- مکانیزم متقاطع (بسته)
- ۳- مکانیزم نیمه متقاطع

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

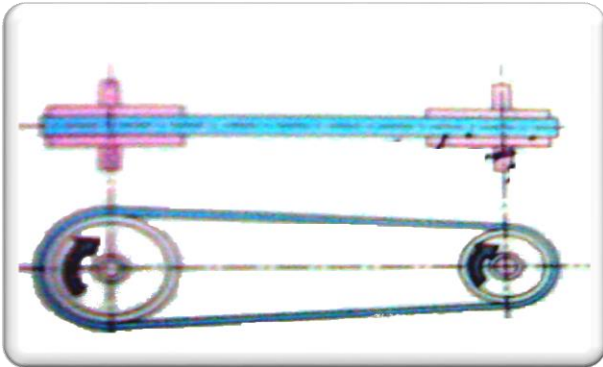
۴ - مکانیزم با چرخ راهنما

۵ - مکانیزم با چند پولی

۶ - مکانیزم با پولی های مرحله ای

۷ - مکانیزم با پولی های مخروط

۸ - مکانیزم با چرخ هرزگرد



مکانیزم باز :

این نوع انتقال حرکت در مواردی بکار میرود که هدف انتقال حرکت بین دو محور موازی با جهت گردشی یکسان باشد. نیروی پیش تنش مورد نیاز که اصطکاک ما بین تسمه و سطح اصطکاکی چرخ را تضمین می نماید با روشهای زیر ایجاد می شود :

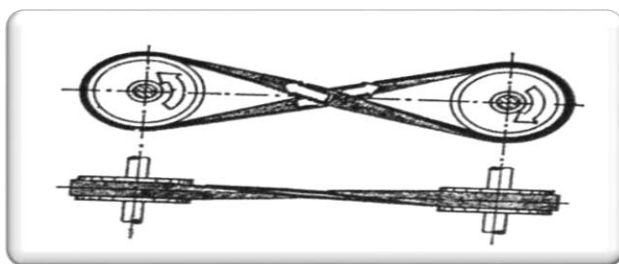
۱- وزن خود تسمه

۲- انبساط تسمه

۳- چرخ تنشی یا چرخ تسمه سفت کن

۴- تغییر فاصله محوری

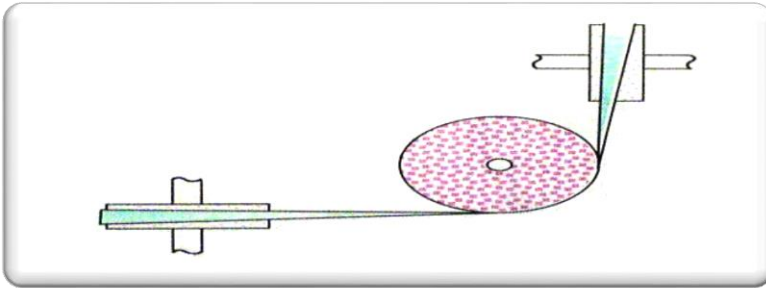
مکانیزم متقاطع (بسته) :



این نوع انتقال در مواقعی که هدف انتقال حرکت از محوری به محوری موازی با آن ولی در خلاف جهت گردش آن باشد مورد

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

استفاده قرار میگیرد. برای جلوگیری از فرسودگی زودرس در محل تلاقی تسمه ها باهم در سرعت های کمتر از ۱۵ متر بر ثانیه فاصله مراکز محور دو چرخ تسمه باید بزرگتر از ۲۰ برابر عرض تسمه باشد.



مکانیزم نیمه متقاطع:

این نوع انتقال در مواردی بکار میرود که بخواهیم حرکت را به محوری که

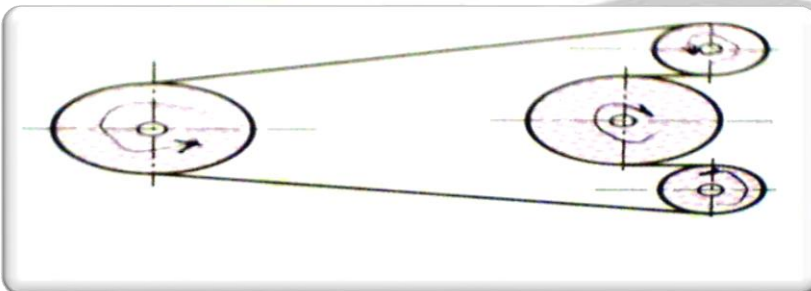
عمود بر محور محرک است انتقال دهیم. در عمل برای جلوگیری از در رفتن تسمه از روی

چرخ تسمه باید چرخ تسمه دوم

را به اندازه کافی پهن در نظر

گرفت به طوری که عرض آن

۱/۴ برابر عرض تسمه باشد.



مکانیزم با چرخ

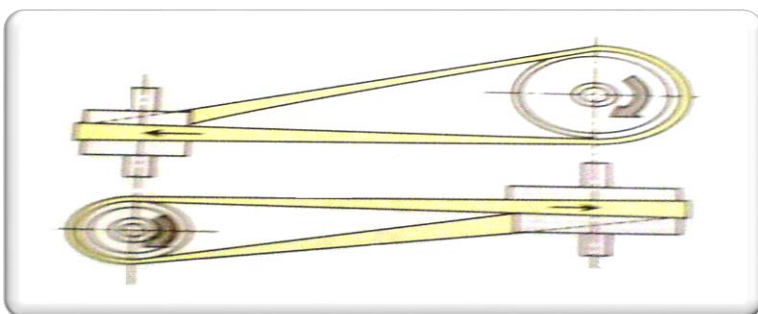
راهنما

این نوع انتقال حرکت در مواردی

بکار میرود که لازم است حرکت را

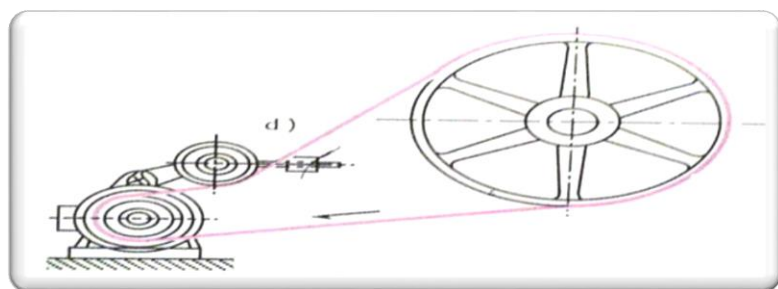
در امتداد عمود بر امتداد قبل

انتقال داد. این سیستم در مواقعی



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

بکار می رود که حرکت دو طرفه نیاز باشد .



مکانیزم با چند

پولی :

این نوع انتقال در مواردی بکار می رود که هدف از آن انتقال حرکت از یک محور به چند محور موازی دیگر باشد .



مکانیزم با چرخ هرزگرد :

این انتقال حرکت در مواقعی استفاده می گردد که میزان اصطکاک موجود بین تسمه و چرخ و یا به عبارت دیگر مقدر درگیری برای سرعت معین و مناسب و نیروی مورد نظر کافی نباشد . در این حالت به کمک چرخ هرز گردی که مقدار فشار آن بر روی تسمه به وسیله وزنهای که در روی بازوی دیگر قرار دارد میزان درگیری را به حد مناسب می رسانییم .

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

جنس چرخ تسمه ها (پولی ها) :

عوامل مؤثر در ضریب اصطکاک بین تسمه و چرخ تسمه :

- ۱- مواد بکار رفته در تسمه و چرخ تسمه
- ۲- کیفیت سطح تسمه و چرخ تسمه
- ۳- سرعت نسبی بین تسمه و چرخ تسمه
- ۴- شرایط محیطی (درجه حرارت و رطوبت هوا)

استانداردها :

اصطلاحات iso 588

چرخ تسمه ها iso 5294 :

های دندانه دار تسمه iso 55296 :

محاسبات مربوط به حد توان و فاصله مراکز چرخ تسمه ها :

iso 5296I

تسمه های دندانه دار و مصرفی در اتومبیل iso 9010 :

منابع :

۱- طراحی اجزا کارل هاینز دکر

۲- Wikipedia سایت

۳- تعمیر و نگه داری تسمه ها و زنجیرها

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

فصل چهارم

تحقیق طناب



(سعید محمد زاده)

WikiPower.ir

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

آسیب کامل سیمی جرثقیل و روشهای

بررسی غیر مخرب

مقدمه

کابل‌های سیمی یک جرثقیل کامل طراحی و نگهداری و تعمیر شده ، در طول کل عمر سرویسشان از طریق دو مکانیزم اصلی تخریب ، خراب خواهند شد :

۱_ فرسودگی خارجی و داخلی ، که به وسیله خم شدن روی چرخهای قرقره و / یا پیچیدن دور غلظک ها ایجاد می شود .

۲_ خرد شدن که به وسیله پیچیدن دور غلظکهای چند لایه ایجاد می شود . در حای که انواع تخریب کابل در بالا می توانند به وسیله طراحی کامل جرثقیل و روشهای نگهداری کابل به حداقل برسند ، آنها غیر قابل اجتناب و بخشی از عمر طبیعی کابل به شمار می روند .

دیگر تخریب های کابل ، از قبیل سایش بیش از حد ، فرسودگی یا آسیب مکانیکی ، مشکلاتی هستند که می توانند از طریق روش های نگهداری پیشگیرانه مناسب ترمیم شوند . اقدامات ترمیمی ممکن است شامل روغن کاری مکرر کابل ، تنظیم چرخ قرقره و غیره شود .

این مقاله حالتی تخریب کابل‌های جرثقیل ، روشهای بررسی غیر مخرب و روشهای نگهداری پیشگیرانه را مورد بحث قرار می دهد .

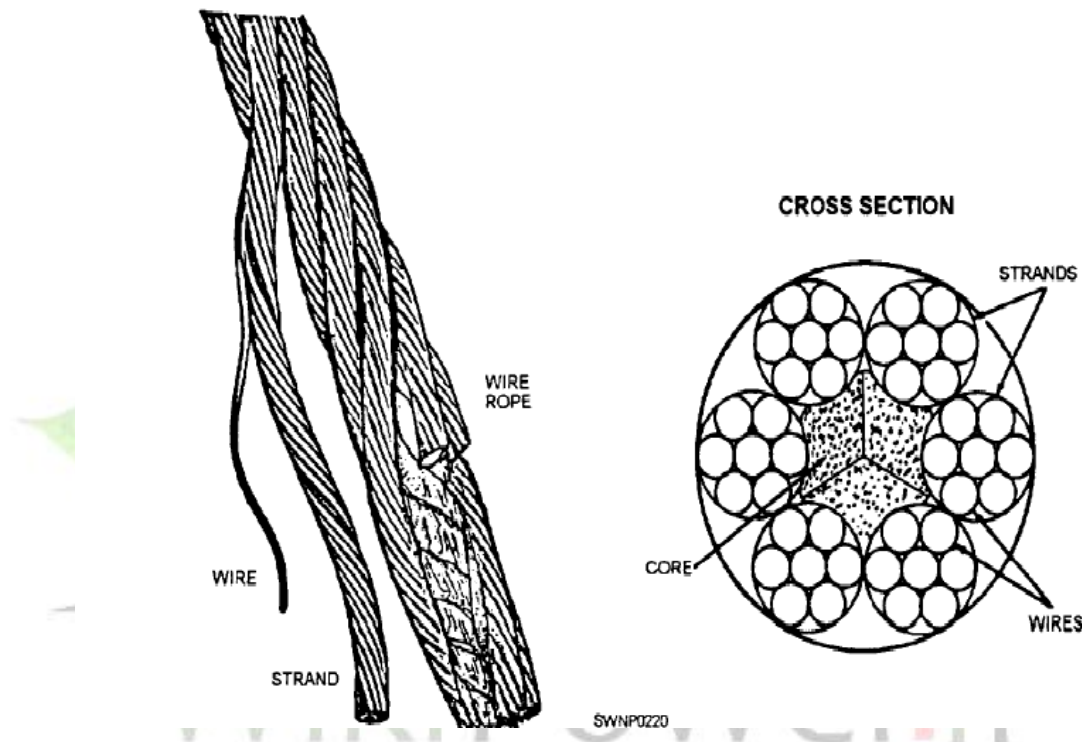
حالتی تخریب کابل سیمی

فرسودگی

کابل سیمی که مرتباً در معرض خم شدن روی چرخ قرقره باشد ، با ایجاد شکافهای در هر کدام از سیم ها روبرو می شود . سیم های شکسته اول از همه در بخشهایی که روی چرخهای قرقره حرکت می کنند ایجاد می شوند .

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

علاوه بر این ، اگر يك كابل مكررا روي يك غلظك تك لايه شيار دار حرکت کند ، دستخوش چرخه خمیدگی می شود . آزمایشات و تجربیات علمی داده اند که پیچیدن دور يك غلظك تك لايه مساوي است با خم شدن روي يك چرخ قرقره و باعث آسیب فرسودگی مشابه خواهد شد .



معمولا : شکست های فرسودگی در بخشهایی از سطح طناب که مستقیما با يك چرخ قرقره یا غلظك در تماسند ، ایجاد می شود . در اینجا ، تماس های مختلف ، فشار های متغیر خمیدگی را ترکیب می کند . شکستهای این نواحی ، خارجی و معمولا قابل رویت هستند . زمانی که سیم های شکسته نمایان می شوند ، تعداد بسیار بیشتری ، به احتمال زیاد ، در مدت زمان نسبتا کوتاهی به وجود می آیند . شکل ۱ کابلی با شکستهای فرسودگی سطح سیم را نشان می دهد . به کناره های مربع شکل سیم ها که در شکستهای معمولی است توجه کنید . این شکل همچنین نمونه های فرسودگی به علاوه سایش را به وسیله کناره های chisd شکل سیم مشخص می شود ، را نشان می دهد .

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

این مسئله ، يك وضیعت دراز مدت است که برای فرآیند عملیاتی طبیعی است . شکستهای داخلی ، بر اساس بار و مخصوصا ، ساخت کابل می توانند ایجاد شوند . مثلا ، بسیاری از کابلها از نوع گشتاور ها _ تعادلی چند رشته ای هستند که از دو یا چند لایه رشته تشکیل شده اند . شکل ۲ يك بخش بریده شده از چنین کابلی را نشان می دهد . تعادل گشتاوری در کابلهاي چند رشته به وسیله قرار دادن رشته های داخلی و بیرونی در جهت های مخالف به دست می آید



در کار های تک کابل قرقره ای استفاده از کابل های غیر چرخشی اجباری است . این نوع ساخت کابل ، چرخش محوری کابل معلق آزاد زیر بار را محدود می کند . به علاوه ، کابل های چند رشته ای باعث انعطاف پذیری و مقاومت سایش برش عمودی سطح می شود . با این وجود ، سیم ها و رشته های لایه های مختلف این کابل ها به صورت موضعی و با يك زاویه در تماسند . بنا بر این ، زمانی که کابل های چند رشته ای روی چرخ قرقره یا يك غلطک خم می شوند ، در معرض اثر ترکیبی بار عرضی ، حرکت نسبی بین سیم ها و فشار های خمیدگی هستند .

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

این باعث شکستن رشته داخلی (شکل ۳) و در پایان ، باعث سایش یا فرسودگی در امتداد سطح میانی لایه ها ، همانطور که در شکل ۴ به تصویر کشیده شده ، می شود.

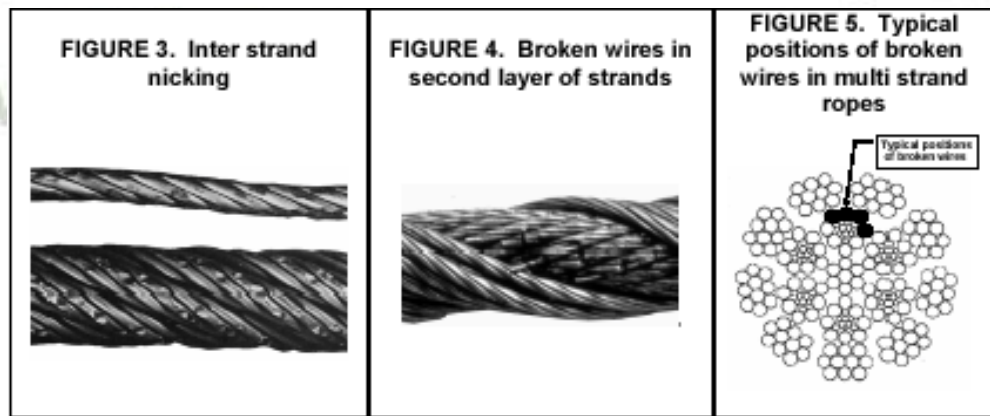
بنا بر این ، کابل های چند رشته ای مایل به ایجاد سیم های شکسته داخلی هستند .

همانطور که در شکل ۵ نشان داده شده است ، این شکست ، در ابتدا روی سطح میانی حد فاصل رشته بیرونی و لایه دوم رشته ها و معمولاً بدون هیچگونه علامتی که از بیرون قابل مشاهده باشد ، رخ می دهد . سیم های لایه دوم رشته ها معمولاً شکافتن رشته داخلی و شکستهای ایجاد شده به وسیله ترکیبی از فشار های متغیر سیم محوری ، حرکتهای داخل سیمی و بار های متغیر عرضی را نشان می دهد . سیم های شکسته معمولاً کناره های

شکل

مربعی

که در شکستهای فرسودگی معمولی است ، دارند .

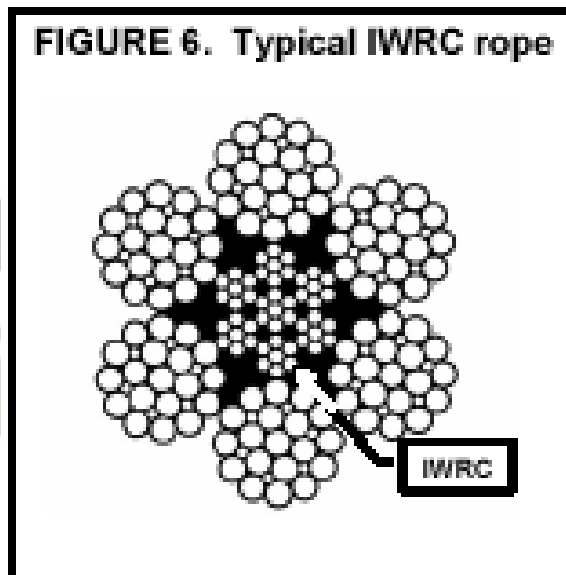


برای مثال ، جرثقیل های متحرک هوایی ، غلطک های کابل سیمی معمولاً تک لایه و با شیار های مار پیچی هستند . کابل از روی یک یا چند چرخ قرقره عبور می کند . از آنجا که از غلطک به کار رفته چند لایه وجود ندارند ، نقص کابل معمولاً به علت آسیب فراوان داخلی و فرسودگی است تا به علت سائیدگی و آسیب سیم های خارجی . نقص فرسودگی به صورت داخلی در

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

مناطق شروع می شود که لایه های رشته های سیم در تماس با یکدیگرند .
از آنجا که تخریب کابل غیر چرخشی به آسانی پیدا نمی شود ، نقص طناب
اغلب غیر منتظره است .

شکل ۲ : ساختمان کابل چند رشته شکل ۳ : شکستن رشته داخلی شکل
۴ : سیم های شکسته در لایه دوم رشته ها شکل ۵ : محل های معمول سیم
های شکسته در کابل های چند رشته



نمونه های مشابه شکست و فرسودگی در کابل های IWRC (هسته مستقل
کابل سیمی) رخ می دهد . شکل ۶ یک طرح نمونه برش عرضی از چنین
کابلی را نشان می دهد . از کابل های IWRC ، قطر سیم های بیرونی رشته
های بیرونی بیشتر از قطر سیم های بیرونی رشته مرکزی است .
برای به حداقل رساندن شکستن رشته داخلی بین رشته های بیرونی و
IWRC ، این کابل ها طوری طراحی شده اند که سیم های رشته های
بیرونی و IWRC تقریباً موازی هستند . (این حالت معمولاً با انتخاب یک

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

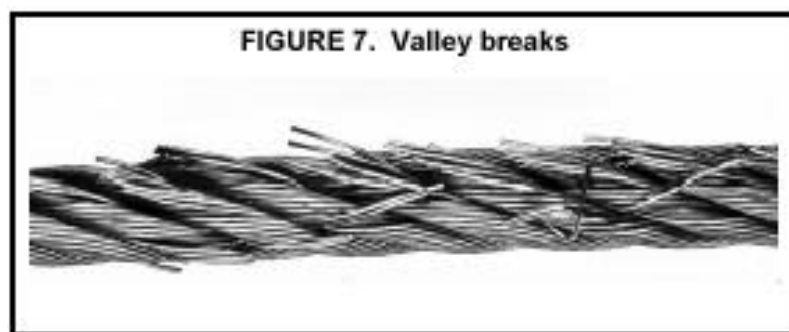
ساختمان langlay برای IWRC و يك ساختمان ordinary lay برای رشته های بیرونی به دست می آید (

معمولا ، سیم های رشته های بیرونی به خوبی به وسیله مجاورین خود پشتیبانی می شوند ، در حالیکه سیم های بیرونی IWRC نسبتا بدون تکیه هستند .

نتیجه این خصوصیت هندسی این است که ، زیر بار های متغیر کششی ، سیم های بیرونی IWRC به طور مداوم به داخل شیار میان سیم های رشته خارجی رانده می شوند و سپس آزاد می شوند . این مکانیزم منجر به فشار های خمیدگی ثانویه و در نتیجه تعداد زیادی سیم های مرکزی با شکستهای فرسودگی می شود . این شکستها می توانند خیلی نزدیک هم باشند و گروهی از شکستها را شکل دهند . در پایان ، IWRC می تواند شکسته ود ، یا حتی می تواند کاملا به قطعات کوچک سیم به طول حدودا نصف طول يك مسیر متلاشی شود . این حالت معمولا نقص کامل هسته کابل ، نامیده می شود .

همانطور که IWRC خراب می شود ، رشته های بیرونی تکیه محوری شان را از دست می دهند . این به سیم های رشته های بیرونی امکان می دهد که به صورت مماس خلاف یکدیگر بمانند .

شکست رشته داخلی ایجاد شده ، حرکت رشته های داخل کابل را محدود می کند . بدون این آزادی حرکت ، شکستهای فرسودگی ثانویه در سیم های رشته های خارجی در نقاط مماس رشته ایجاد خواهند شد . از آنجا که این شکستهای فرسودگی در شیار های میان رشته های خارجی ایجاد می شوند ، آنها شکستهای شیار نیاز نامیده می شوند . (شکل ۷) .



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

به عبارت کلی تر و به صورتی پارادوکسی ، سیم های شکسته شده داخلی به طور متناوب در کابل هایی که به دلایل ایمنی با چرخ قرقره هایی با قطر زیاد و فاکتور های بالایی ایمنی به کار میروند ، رخ می دهد . علاوه بر این زمانی که یک سیستم رد کردن کابل چرخ قرقره هایی پوشیده از پلاستیک یا تمام پلاستیک دارد ، این چرخ قرقره ها تکیه ارتجاعی تری نسبت به چرخ قرقره های فولادی دارند . سپس ، فشار بین سیم های بیرونی و شیارهای چرخ قرقره می تواند تا حدی کاهش یابد که ، در برخی ساختهای کابل ف اولین شکست سیم در داخل رخ دهد .

پیچیدن دور غلطک های چند لایه

اگر یک بخش کابل به طور مرتب روی یک غلطک چند لایه شیار دار حرکت کند ، دستخوش یک چرخه خمیدگی می شود . بخشهایی از کابل که در اولین لایه اند دور یک سطح نرم غلطک خم می شوند . وقتی که نوبت لایه دوم می شود دور بخشهای کابل در لایه اول پیچیده می شود در نتیجه لایه اول به وسیله لایه دوم فشرده می شود و کناره رو به بالایی آن خراب می شود . بخشهای کابل در لایه دوم به بالا در همه جهات در طول تماس با لایه های مجاور تخریب می شوند . به علاوه آنها دور سطح بسیار نا هموار ایجاد شده به وسیله لایه قبلی کابل خم می شود و منجر به آسیب بیشتر سیم می گردند . واضح است که با این مکانیزم های کابل خیلی بیشتر از فقط یک خمیدگی روی یک غلطک یک لایه آسیب خواهد دید .

نقطه ای که کابل بین لایه غلطک و لایه قبلی در حین بلند شدن برای تشکیل لایه بندی فشرده می شود ، ناحیه تسزیر سایش است . معمولاً ضربت کابل در نقاط متقاطع می تواند باعث کوبیدگی شکستن ماده فلزی سخت و / یا کشش نا گهانی سیم به همراه آسیب کابل در حین عبور کابل از یک لایه به لایه دیگر دور یک غلطک شود . علاوه بر این اگر لایه های پائین تر زیر

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

فشار کافی پیچیده نشوند ف پوشش‌شهای پائینی می توانند به وسیله بخش ورودی کابل جابجا می شوند ، که به آن اجازه می دهد بین آنها بلغزد . این مسئله منجر به آسیب شدید کابل می شود . انواع مختلف آسیب های کابل که به وسیله پیچیدن دور غلطک ایجاد می شود در شکل در شکل ۸ نشان داده شده است .



بررسی کابل سیمی و استهکاک

دو روش متفاوت برای عملی کردن استهکاک کابل مورد استفاده قرار گرفته اند:

- ۱_ یک سیاست زندگی قانونی استهکاک کابل در فواصل زمانی مشخص را دستور می دهد . (این یعنی سیاست زندگی قانونی برای زمانی که یک کابل می توانند استفاده شود ، حداکثر تعیین می کند)
- ۲_ استهکاک به خاطر یک علت بر پایه شرایط استهکاک است که به صورت دوره ای به وسیله بررسی های غیر مخرب ارزیابی می شوند . (این یعنی ،

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

روش استهکاک به خاطر يك علت لازم مي داند كه كابل بايد زماني كه تخریب از يك حد مشخص فراتر رفت ، کنار گذاشته شود . (از آنجا كه سیاست زندگي قانوني به طور ذاتي پر خرج است ، تنظيم كننده ها تمایل دارند كه هر جا مناسب است روش استهكاك به خاطر يك علت را اتخاذ كنند .

كابل سيمي به تدریج در طول كل عمر سرویسش خراب مي شود . براي آگاه بودن از تخریب ، كابل سيمي باید دوره اي بررسی شود . از آنجا كه تخریب متعادل به طور طبیعی وجود دارد ، یافتن محض تخریب كابل معمولاً استهكاك كابل را توجیه نمی كند .

هدف بررسی هاي كابل سيمي ، كنترل فر آیند طبیعی تخریب است به نحوي كه كابل بتواند قبل از اینکه خطرناك شود کنار گذاشته شود . يك فايده ديگر روشهاي بررسی یافتن آسیب يا فرسودگي غير منتظره است .

دو روش اصلي بررسی غير مخرب براي یافتن و ارزیابی تخریب كابل وجود دارد : بررسی هاي دیداري و بررسی هاي EM

بررسی دیداري روش دیداري و پارچه كهنه ، يك روش ساده ودرعین حال مفید براي یافتن انواع بسیار تخریبهاي بیروني كابل است.با استفاده از این روش،بازرس به آرامي كابت را كه با سرعت بازرسي حرکت مي كند- با يك كهنه يا پارچه مستعمل مي گیرد. سیمهاي شكسته شده از خارج اغلب خراش مي دهند و همانطور كه كابل حرکت مي كند،به كهنه يا پارچه مستعمل برخورد مي كنند.سپس كابل در ان نقطه متوقف مي شود وبازرس شرایط كابل را با معاینه دیداري، ارزیابی مي كند.

اغلب، سیم هاي شكسته خراش نمی دهند. پس،روش ازمایش متفاوتي باید استفاده شود. كابل هر بار،

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

۲ یا ۳ پا (۶۰ یا ۹۰) حرکت می کند و در هر توقف، با چشم معاینه می شود. این روش خسته کننده است و به علت اینکه اغلب با گریس پوشیده شده، بسیاری از نواقص داخلی و خارجی از بررسی فرار می کنند. یک ابزار دیگر بررسی دیداری ، اندازه گیری قطر کابل است. اندازه های قطر کابل یا قطر اصلی مقایسه می شود- زمانی که جدید و در معرض بار شناخته شده باشد- با مطالعه متداول تحت شرایط مشابه. یک تغییر در قطر کابل، آسیب خارجی و یا داخلی کابل را نشان می دهد. به صورت غیر قابل اجتنابی، بسیاری از انواع آسیب ها باعث تغییر در قطر کابل نمی شوند. علائم قابل مشاهده مختلفی می توانند صدمات گسترده ناحیه سطح مقطع فلزی که به علت فرسودگی، ساییدگی و فرسایش ایجاد شده اند را نشان دهند. مثلاً، نتایج پوسیدگی، صاف شدن سیم های خارجی و صدمه یا ، گاهی اوقات ، افزایش قطر کابل مکرراً فرسودگی داخلی و خارجی را آشکار می کند . با این وجود ، بر آورد کردن گستره فرسودگی اغلب دشوار است و ارزیابی و خاتم آن حتی بسیار دشوار تر می باشد .

به طور ذاتی بررسی های دیداری برای شناسایی تخریب داخلی کابل خیلی مناسب نیستند . بنابراین ، آنها مقادیر را به عنوان تنها ابزار بررسی کابل سیمی محدود کرده اند . با این وجود ، بررسی های دیداری ، ساده اند و ابزار سازی خاصی نیاز ندارند . زمانی که بررسی دیداری با دانش یک بررسی کننده با تجربه کابل همراه شود ، می تواند ابزار مکمل با ارزشی برای ارزیابی اشکال مختلف تخریب کابل باشد .

بررسی های الکترو مغناطیسی

بررسی کابل سیمی EM ، آگاهی دقیقی نسبت به شرایط یک کابل ارائه می کند . اعتماد پذیری آن آزمایش EM را تبدیل به یک روش پذیرفته شدن جهانی برای بررسی کابل های سیمی در معدنکاری، در بالا بر های اسکی و بسیاری کاربرد های دیگر کرده است . دو روش متفاوت بررسی EM برای یافتن و طبقه بندی نواقص نوع LMA و LF شکل گرفته اند .

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

بررسی نقص موضعی (بررسی LF) مانند روش دیداری و پارچه ای ، بررسی LF فقط برای یافتن نواقص موضعی ، مخصوصا سیم های شکسته مناسب است . بنابراین ، ابزار های کوچک دستی LF. و پارچه های الکترونیک ، خوانده می شوند .

- بررسی ناحیه اتلاف فلزی (بررسی LMA) تغییرات ناحیه سطح مقطع فلزی را که به وسیله سایش و فرسودگی ایجاد شده اند ، کشف و اندازه گیری می کند . بررسی LMA به علت اینکه از بررسی های دیداری قطر قابل اعتماد تر است ، می تواند جایگزین اندازه گیری های قطر که به وسیله یک کولیس انجام می شود ، گردد. بنابراین ابزار های LMA می توانند کولیس الکترونیک نامیده شوند . بررسی های دیداری و الکترو مغناطیسی کابل سیمی یکدیگر را تکمیل می کنند . هر دو برای عملیات ایمن کابل ضروری هستند و هر دو روش باید برای ایمنی حداکثر استفاده شوند . اعمال مقررات در حال پیشرفت به طور واضح در جهت بررسی های دوره ای ترکیبی دیداری و EM است .

یک بررسی کابل باید همه جوانب شرایط یک کابل را در نظر بگیرد ، از قبیل :

۱- یافته های یک بررسی دیداری

۲- نتایج یک بررسی EM کابل

۳- شرایط کار کابل و مکانیزمهای آسیب مربوطه

۴- سابقه کابل تحت آزمایش و ما قبل آن .

برنامه بررسی های دوره ای خیلی موثر است . برای ثبت کردن داده های مرجع برای بررسی های بعدی ، چنین برنامه ای باید در وقفه های زمانی برنامه ریزی شده انجام شود . مخصوصا بررسی های دوره ای EM امکان ثبت تخریب یک کابل در طول کل عمر سرویسش را فراهم می کند .

بررسی کابل هایی که سیم های شکسته داخلی ایجاد می کنند، مخصوصا کابل های چند رشته غیر چرخان تحت شرایط عادی کار ، کابل های چند رشته ای که دور یک غلطک تک لایه پیچیده می شوند ، مشکل بسیار دشواری برای بررسی ایجاد می کنند . همانطور که قبلا اشاره شد ، این نوع کابل معمولا به

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

علت فرسودگی خراب می شود . شکست بین سیمی و شکسته های فرسودگی در داخل ، معمولاً در سطح داخلی بین رشته های خارجی و لایه دوم به وجود می آیند . شکستهای فرسودگی سیم ها بدون هیچ نشانه قابل رویتی ایجاد می شود و بررسی های دیداری را نا کار آمد می سازد .

از آنجا که بررسی های دیداری ناکار آمد هستند ، سیاست زندگی قانونی برای استهلاك کابل ، معمولاً برای کابل های چند رشته اتخاذ می شود . این بدان معنی است که کابلهای سیمی اغلب خیلی قبل تر از پایان عمر مفید سرویستان دور ریخته می شوند ، و به عبارت دیگر ، هر ساله دهها میلیون دلار کابل سیمی کاملاً سالم و بسیار گرانقیمت دور ریخته می شود . همزمان ، این روش پر خرج و وسواسی به هیچ وجه ایمنی کابل سیمی را خاطر نشان نمی سازد .

به دنبال برخی دلایل کمی انحرافی ، پیشنهاد شد که اگر جرثقیل ها از پوشش يك لایه روی يك غلطک استفاده می کنند ، کابل غیر چرخان نباید استفاده شود . مطابق این نوع تفکر ، کابلهای چند رشته باید فقط زمانی که دور غلطک های چند لایه پیچیده می شوند ، استفاده شوند . بنابراین سیم های شکسته روی سطح کابل که بوسیله سایش ، ساییدن یا کشیده شدن از يك لایه به دیگری ایجاد شده اند ، شروع به پیشرفت می کنند . از آنجا که این آسیب قابل رویت است و سریع تر از جمع شدن آسیب سیم داخلی پیشرفت می کند ، این کابلهای غیر چرخان ، معمولاً به علت آسیب خارجی ، خیلی قبل از اینکه به علت فرسودگی داخلی خراب شوند ، تعویض می شوند .

در مواردی که سیم های شکسته داخلی ، يك شکل است ، آزمایش الکترو مغناطیسی کابل می تواند يك راه حل ارائه دهد . با این وجود ، جزئیاتی هست که باید در نظر گرفته شود .

قوانین معمولاً زمانی استهلاك کابل را لازم می دانند که تعداد سیم های شکسته در هر واحد طول کابل (مثلاً طول مسیر یا ۱۰ برابر قطر کابل) از حدود معینی تجاوز کند .

تعداد دور ریخته های شکست های سیمی مشخص شده در استانداردهای استهلاك فقط به شکستهای سیم خارجی اشاره می کند . بنابراین ارزیابی

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

شرایط يك کابل سيمي با شکستهاي داخلي بر عهده بازرس است براي او لازم است که زمانی که حداکثر تعداد کل شکستهاي سيم داخلي و خارجي در هر واحد طول کابل به تعداد دور ریخته هاي تعیین شده در استاندارد ها رسید ، کابل سيمي را دور اندازد .

از طرف دیگر ، کشف دقیق و خصوصیات کمیتی سيم هاي شکسته داخلي در کابلهایی با شکست هاي بسيار و دسته هاي شکستها ، مشکلاتي ايجاد مي کند . مشکلات با این حقیقت ايجاد مي شوند که در بررسی هاي الکترومغناطیسي کابل سيمي ، نمایش يك سيم شکسته تحت تاثیر جند پارامتر از قبیل موارد زیر قرار مي گیرد :

۱- ناحیه سطح مقطعي سيم شکسته

۲- عرض شکاف سيم شکسته ، و

۳- موقعیت سيم شکسته در برش عرضي کابل .

۴- در دسته هایی از سيم هاي شکسته ، يك مشکل اضافي با توجه به این واقعیت ايجاد مي شود که موقعیت نسبي سيم هاي شکسته نسبت به یکدیگر در امتداد طول کابل شناخته شده نیست . مثلا ، شکافهاي سيم هاي شکسته مي تواند هم راستا يا يك در میان باشد.

۵- آخرین و مهمترین پارامتر ، سيم هاي شکسته با عرض شکاف صفر يا محکم به وسیله بررسی هاي الکترومغناطیسي کشف شدني نیستند ، زیرا يك نشت جریان مغناطیسي کافي تولید نمی کنند .

با توجه به موارد بالا ، فقط تخمینی از تعداد سيم هاي شکسته ممکن مي باشد . به طور قراردادي ، اثرات LF براي یافتن سيم هاي شکسته استفاده مي شود . با این وجود علامت LF کمیتی نیست و نمی تواند براي تخمین تعداد سيم هاي شکسته داخلي در هر واحد طول کابل استفاده شود . برعکس ، اگر سيمهاي شکسته داخلي زيادي موجود باشد ، اثر LMA. انواع نسبتا کوچک برش عرضي را سریع نشان مي دهد . این انواع مهم هستند و مي توانند براي تخمین تعداد سيم هاي شکسته در هر واحد طول کابل استفاده شوند. با این وجود توجه کنید که طول میانگین یا دقت کمیتی تجهیزات استفاده شده باید کافي باشد تا امکان این خصوصیات کمیتی را فراهم کند .

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

آزمایشات Round robin نشان داده اند که فقط آزمایش کنندگان کابل بسیار کمی ، عملکرد بهتر و دقت کافی LMA مورد نیاز برای حل این مشکل سخت خصوصیات نقص ارائه دهند . بیشتر آزمایش کنندگان کابل ، و بعضی از آنها به صورت تاسف آوری ، در حل این مشکل شکست می خورند .
مثال ۱- بررسی آزمایش کابل چند رشته

این بررسی آزمایشی، که توسط يك آزمایش کننده کابل LMA-175 از شرکت فن آوری های NDT. انجام گرفت ، استفاده از بررسی های EM کابل سیمی برای یافتن و خصوصیات کمیته سیم های داخلی شکسته و دسته های سیم های شکسته را به تصویر می کشد . آزمایش کنونی به بررسی يك کابل گشتاور تعادلی چند رشته ای بدون فرسودگی و سیم های شکسته زیاد می پردازد . این کابل به عنوان يك کابل بالابر معدن به طور آزمایشی استفاده می شده است و گفته شد که در امتداد کل طول آن سیم های شکسته داخلی زیادی دارد . آزمایش کنونی ارزش خاصی دارد ، زیرا کابل پس از بررسی مجزا شد که امکان رابطه بین تخمین و تعداد واقعی سیم های شکسته را می دهد .

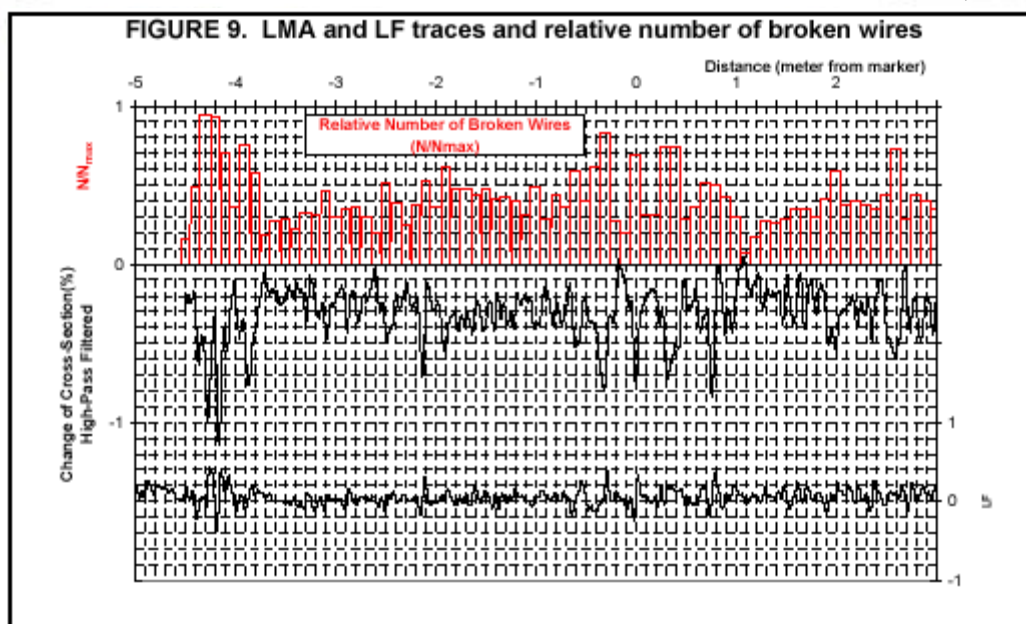
وظیفه اول این بود که تعداد سیم های شکسته را در بخشهای 100mm در امتداد طول کابل تعیین کنیم دشواری این مشکل خصوصیت کمیته نقص با این حقیقت ترکیب شده بود که يك بخش آسیب ندیده کابل معمولاً بخشی که مستقیماً بالای وسیله تخلیه است – برای مقایسه در دسترس نبود. علاوه بر این ، در آن زمان ، رابطه حالتهای معمولی تخریب این کابل و کابلهای مشابه با نتایج بررسی EM به طور کلی به خوبی درک نشد .

يك نمودار برش عرضی این کابل چند رشته در شکل ۵ نشان داده شده است . همانطور که در شکل نشان داده شده است ، معلوم است که سیم های شکسته در کابل های چند رشته معمولاً در لایه دوم در سطح میانی بین اولین و دومین لایه رشته ها ایجاد می شوند . به علاوه ، از این مسئله و سابقه سرویس کابلهای مشابه ، می توان این طور استنباط کرد که کابل تحت بررسی شکافهای رشته داخلی مهمی به همراه شکستهای فرسودگی متعدد سیم ها در لایه دوم رشته ها بوجود آورده است . تعداد تخمینی سیم های شکسته

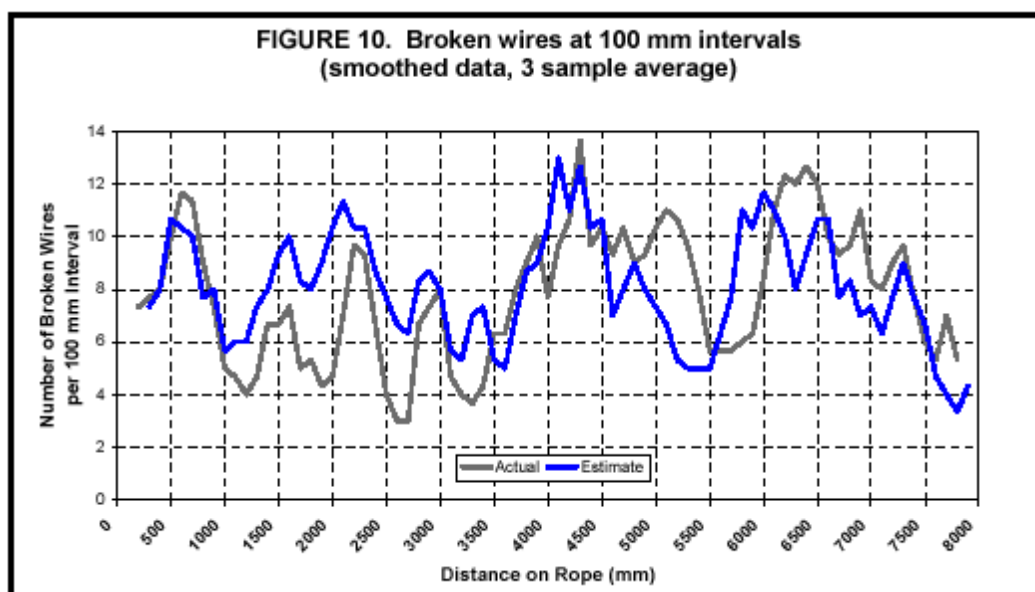
برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

در هر 100mm طول کابل، N، که از اثر LMA بدست می آید ، در بالای نمودار ۹ نشان داده شده است . در اینجا، N max بیشترین تعداد سیم های شکسته در هر ۱۰۰ mm طول کابل را مشخص می کند . بر اساس سابقه کاری این کابل و کابل های مشابه ، مقدار $N_{max}=20$ می تواند تخمین زده شود .

بعدا کابل تفکیک می شود تا تعداد واقعی سیم های شکسته در هر واحد طول کابل تعیین شود . تخمین های سیم شکسته به همراه تعداد واقعی سیم های شکسته در امتداد طول کابل در شکل ۱۰ نشان داده شده اند . با توجه به این حقیقت که اثر LMA ، نه تنها سیم های شکسته را نشان می دهد ، بلکه همچنین شکست رشته داخلی ، ساییدگی داخلی و دیگر اختلال های ساختار کابل را نیز نشان می دهد ، رابطه خوبی بین تعداد تخمینی و واقعی سیم های شکسته داخلی وجود دارد . رابطه بین تعداد واقعی و تخمینی سیم های شکسته تا حداکثر یک کابل با فاصله حدود 4500 mm خیلی خوب است . بیشتر از این فاصله ، یک دو خم شدگی وجود دارد که احتمالا به علت خطای اندازه گیری فاصله در طول تفکیک کابل است .



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آر م سایت و به همراه فونت های لازمه



يك آزمایش شکستگی مخرب کامل $2/30\%$ کاهش استحکام در برابر شکست را نشان داد. از طرف دیگر، لایه دوم رشته های کابل (شکل ۵) حدود 30% کل ناحیه برش مقطعی کابل را نشان می دهد. این منجر به نظریه ای می شود که، در این کابل، لایه دوم رشته ها، تمام قابلیت تحمل بار را از دست داده است. فقدان اطلاعات کافی در مورد سابقه کاری کابل - و سابقه ما قبل های آن - ارزیابی این کابل را بسیار دشوار کرد. تحت شرایط عادی، این جزئیات شناخته شده اند و باید در زمان بررسی شرایط کابل در نظر گرفته شوند. در کل، این ارزیابی نشان می دهد که خصوصیت کمیته نقص در کابلهایی با سیم های داخلی شکسته و دسته های سیم های شکسته، ممکن است. این مثال، قابلیتها و محدودیتهای روشهای بررسی EM کابل سیمی را برای این مشکل بخصوص خصوصیت نقص به تصویر میکشد.

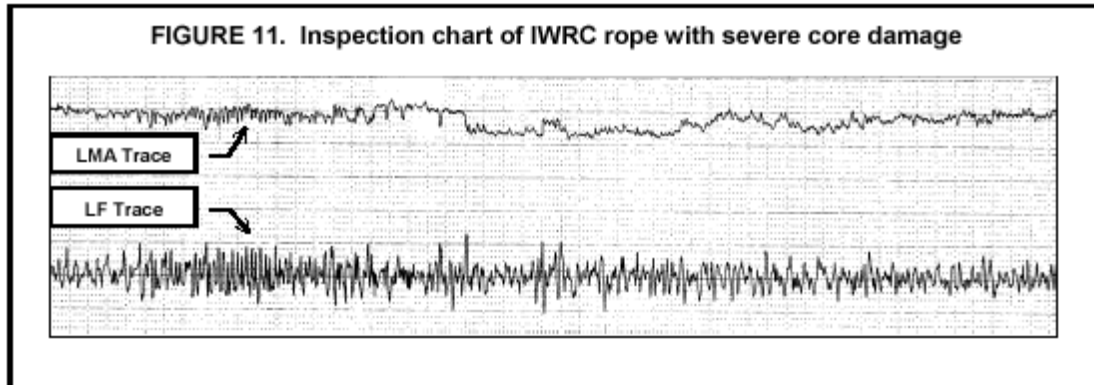
شکل ۹- اثرات LF و LMA و تعداد نسبی سیم های شکسته

شکل ۱۰- سیم های شکسته در فاصله های 100 mm (داده های روان شده ، میانگین ۳ نمونه)

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

با این وجود ، توجه کنید که تفسیر داده ها می تواند به محض اینکه رابطه بین نتایج آزمایش و شرایط واقعی کابل برای طبقه بندی های مختلف کابل وضع شد ، برنامه روزانه شود .

مثال ۲- بررسی کابل سیمی IWRC (هسته مستقل کابل سیمی)



شکل ۱۱ نتایج یک بررسی کابل IWRC (شکل ۶) را نشان می دهد . اطلاعات نمودار یک فروپاشی شدید هسته کابل سیمی مستقل را نشان می دهد . همانطور که قبلا بحث شد ، شواهد محکم بار سنگین کششی متغییر فرسودگی وجود دارد . توجه کنید که اثرات LF و LMA ، نمونه های معمولی سیم های از دست رفته و شکسته را نشان می دهند . نمونه های سیم از دست رفته حتی نشان می دهد که تکه های کوچک سیمهای شکسته IWRC ممکن است به بیرون از کابل افتاده باشد . به علاوه ، همراه با یافته های بررسی دیداری ، نمودار فرسودگی شدید ، شامل حفره های فرسودگی را نشان می دهد .

بررسی کابلهایی که دور غلطک های چند لایه می پیچند همانطور که در بالا بحث شد ، آسیب پیچیدن دور غلطک ، معمولاً خارجی است و می تواند بوسیله بررسی های دیداری کشف شود . با این وجود ، در عوض سادگی مفهومی ، بررسی های دیداری به هیچ وجه آسان نیستند و نیاز به یک بازرس واجد صلاحیت و با تجربه دارند .

تحت همه شرایط ، یک بررسی الکترومغناطیسی دقت و اعتماد پذیری بررسی را خیلی بالا می برد . به علاوه ، فرآیند های وابسته بررسی ، که از

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

روشهای EM و دیداری استفاده می کنند ، می توانند تخریب کابل را در اولین مراحل آن کشف کنند . بنابراین ، استفاده کنندگان کابلهای سیمی می توانند آنها را به عنوان يك ابزار موثر نگهداری پیشگیرانه بکار گیرند . به منظور بهتر نشان دادن ، در اینجا بعضی مثالهای عملی می باشد :

۱- کشف سریع فرسودگی امکان عمل ترسیمی فوری از طریق روغن کاری بهتر را فراهم می کند .

۲- ساییدگی پرشتاب و شکست رشته داخلی ، نیاز به چرخ قرقره های استردار برای توقف تخریب بیشتر را نشان می دهد .

۳- بررسی های با دقت می تواند پیشرفت آسیب موضعی در نقاط تقاطع کابل روی يك غلطک جرثقیل دستی را کنترل کند . در این روش ، گرداننده می تواند بیشترین زمان برای دوباره قرار دادن کابل روی غلطک را تعیین کند .

مثال ۳- بررسی کابل جرثقیل دستی

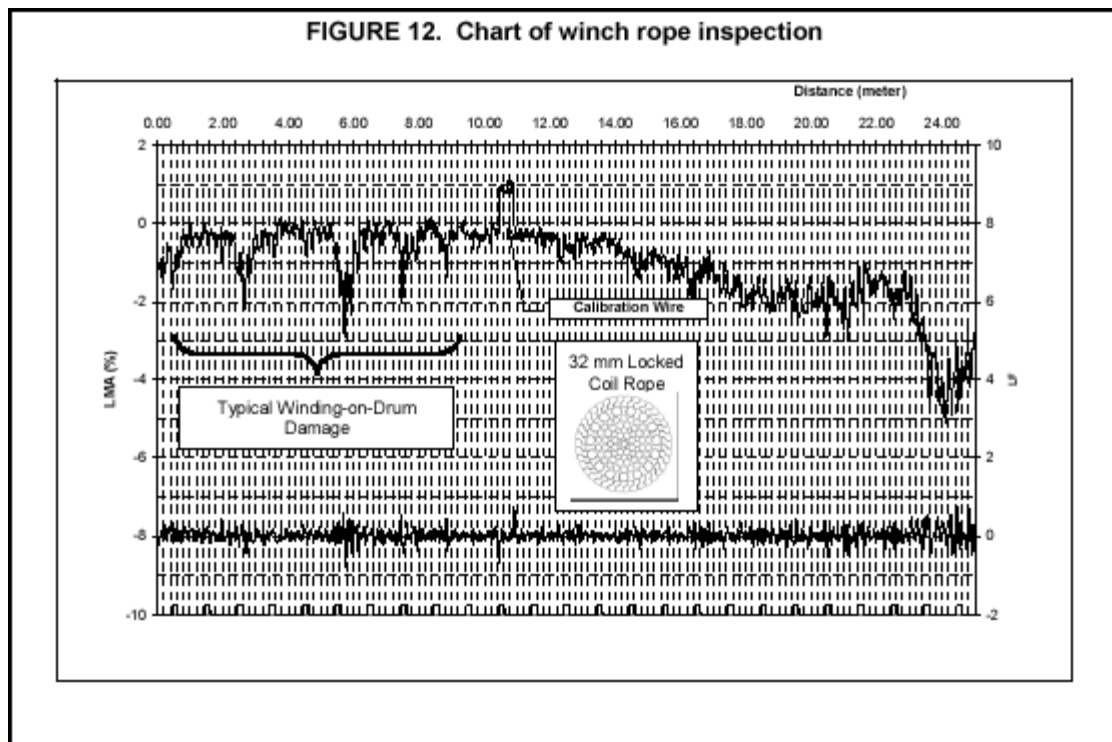
این کابل فنری قفل شده روی يك جرثقیل دستی متحرك به مدت تقریباً ۱۰ سال پس از ۳ ماه استفاده قبلی روی يك تاسیسات پیچ دار اصطلاکی ، آماده می شود . نمودار برش مقطعی آن به صورت بخشی از شکل ۱۲ نشان داده شده است . کابل شواهد روشن فرسودگی خارجی را نشان می دهد که در امتداد طول آزمایش متغیر است . با استفاده از معیار های استهلاك که در بررسی های دیداری مناسب اند ، این کابل برای استفاده بیشتر رد خواهد شد . به علت سابقه سرویسش ، عقیده نداشتند که این کابل نواقص موضعی داخلی داشته باشد .

شکل ۱۱- نمودار بررسی کابل IWRC با آسیب شدید هسته .

بررسی پس از پیاده کردن

پس از پیاده کردن ، کابل پوسیدگی شدیدی روی لایه خارجی و همچنین پوسیدگی مهمی روی لایه دوم نشان داد . لایه سوم ، پوسیدگی کمتری نشان داد و از لایه چهارم به بالا کابل آسیب ندیده به نظر می رسید زیرا روغن ها همچنان حاضر بودند . هیچ نواقص موضعی یافت نشد .

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



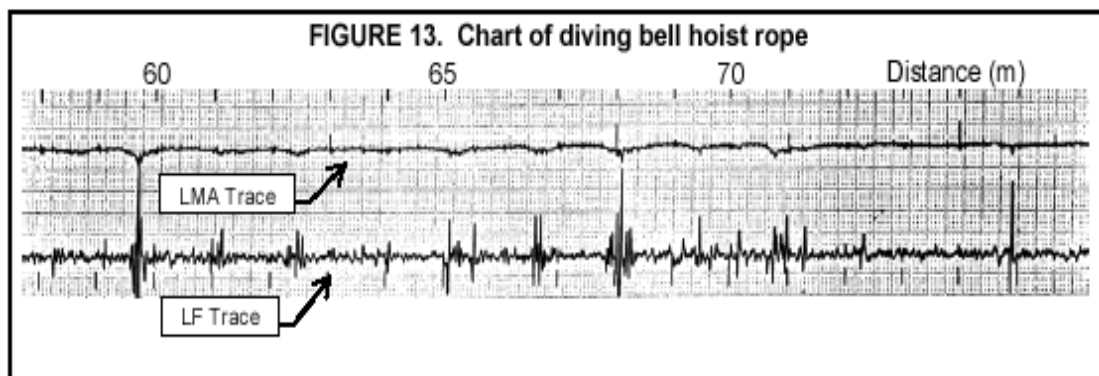
یافته های بررسی الکترومغناطیسی

شکل ۱۲ ، یک نمودار بررسی EM از این کابل را نشان می دهد . حداکثر اندازه LMA ، ۵/۱٪ در مقایسه با بهترین بخش روی کابل نشان داده شده در نمودار است . توجه کنید که راحتترین روش درجه بندی برای بررسی های EM این است که سیم درجه بندی با ناحیه سطح مقطعی شناخته شده را به کابل وصل کنید . در مورد کنونی ، یک دسته سیم که حدودا ۱٪ افزایش در سطح مقطع کابل را نشان می دهد ، به کابل بسته شده بود و برای درجه بندی استفاده شد . این مورد در نمودار شکل ۱۱ نشان داده شده است .

نمودار ، فرسودگی های مختلف ، حفرهای فرسودگی و احتمالا سیم های شکسته را نشان می دهد . همانطور که قبلا گفته شد ، ضربه کابل در نقاط متقاطع می تواند باعث کوبیدگی ، شکستن ماده فلزی سخت و یا کشش ناگهانی سیم به همراه آسیب کابل در هنگام عبور کابل از یک لایه به لایه دیگر دور یک غلطک شود . الگوی تخریب نشان داده شده در سمت چپ نمودار برای کابل هایی که دور یک غلطک می پیچند ، عادی است . در

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

حالیکه بیشترین تخریب در نقاط متقاطع در هنگام لغزیدن کابل از يك لایه به لایه دیگر هنگام پیچیدن دور يك غلطك چند لایه رخ می دهد .
شکل ۱۲- نمودار بررسی کابل جرثقیل دستی
مثال ۶- بررسی کابل diving-bell



شکل ۱۳ - يك نمودار بررسی EM از يك کابل بالابر diving-bell چند رشته ای شکل 30mm نشان می دهد . زمانی که از کابلهای diving-bell غیر چرخان استفاده می شود ، معمولاً چند لایه کابل دور غلطك وجود دارد . ضربه کابل ، در حالی که کابل از لایه ای به لایه دیگر روی غلطك عبور میکند می تواند باعث ایجاد کوبیدگی ، شکستن ماده سخت فلزی یا کشش ناگهانی سیم به همراه آسیب شود .
این کابل گروههای دوره ای سیم های شکسته در نقاط متقاطع را نشان می دهد . این آسیب قابل مشاهده است . معمولاً ، تخریب خارجی سریعتر از آسیب فرسودگی سیم داخلی که در کابلهای چند رشته معمولی است ، پیشرفت می کند . بنابراین ، بسیاری از کابلهای غیر چرخان که دور غلطك ها پیچیده می شوند به علت آسیب خارجی ، خیلی زودتر از اینکه به علت فرسودگی سیم داخلی خراب شوند ، تعویض می شوند با این وجود ، احتمال آسیب فرسودگی داخلی باید همیشه در مورد این کابلها در نظر گرفته شود .
LMA حداکثر برای کابل تحت آزمایش ۱% است . قسمت کابل نشان داده شده ، در حالی که زنگ بالا و پایین می رود ، در معرض وزن با هواست .
بر اساس بررسی EM .. ، تصمیمی برای قطع و دوباره منقضي کردن کابل قبل از اولین نقض حدود 58mm از diving-bell اتخاذ شد .

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

خلاصه و نتیجه گیری :

همراه با بررسی های دیداری ، بررسی های الکترومغناطیسی ، می توانند دقت و اعتماد پذیری بررسی های کابل جرثقیل را تا حد زیادی افزایش دهند . این مسئله مخصوصا در مورد کابلهایی که سیم های شکسته داخلی دارند . از قبیل کابلهای گشتاور - تعادلی چند رشته ای و کابلهای IWRC. صادق است . بررسی های ترکیبی دیداری و EM همچنین می توانند به عنوان ابزار قدرتمند نگهداری پیشگیرانه استفاده شوند . در کل ، استفاده از بررسی های EM ، ایمنی بهتر جرثقیل را نوید می دهد . به علاوه بررسی های EM ، ابزار نگهداری پیشگیرانه موثری هستند که صرفه جویی قابل توجه هزینه را نوید می دهند .

منابع :

- ۱- راهنمای استفاده کنندگان کابل سیمی
 - ۲- آسیب کابل سیمی به علت فرسودگی خمش یا خرد شدن غلطک
 - ۳- کابلهای سیمی بالابر غیر چرخان ، وضعیتهای چند کابلی ، سلامت و هشدار ایمنی
 - ۴- ارزیابی ابزار آزمایش مغناطیسی بین المللی و محلی کابل ، قابلیت های کشف نقص و راه حل ، مخصوصا با توجه به چرخش کم ، ساختمانهای کابل چند لایه .
 - ۵- ارزیابی ابزارها برای آزمایش غیر مخرب کابلهای سیمی
- شکل ۱۳- نمودار کابل بالابر زنگ

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

فصل پنجم

تحقیق تسمه



(ابوالفضل رستم زاده)

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

تاثير ارتعاشات در طول عمر تسمه و انتقال قدرت

گشتاور انتقالی از محیط یا دور پولی به میل محور توسط بازو های پولی در این مقاله بررسی می شود دینامیک و واکنش لرزشی بازوی پولی تسمه توسط انتقال دادن به معادله سیستم دمپر و جرم و فنر.

تعداد بازوها در حوزه ی بار گذاری از گوشه ای موازی حوزه بار گذاری فرض می شود .

پاسخ این سیستم توسط ضریب دمپر از ۰,۵ تا ۰ محاسبه شده است هدف از این بررسی به دست آوردن یک ایده اجمالی از ماکزیم تنش لرزشی است. فرکانس طبیعی معادله سیستم با شعاع میله ی ضربه گیر مقایسه میشود تا دقت آن کنترل شود. مقدمه:

پولی ها برای انتقال قدرت بین ۲ محور استفاده میشوند و باید میله ها از هم جدا شوند و بستگی به نوع تسمه به کار برده شده دارد تا کار موثر تر باشد تسمه ی تخت آرام تر و جاذب تر است نسبت به تسمه ی ۷ شکل و چرخ دنده.

فیر بانک تئوری تسمه تخت را اینگونه توضیح میدهد:

یک تغییر در کشش تسمه به منظور اعمال اصطکاک بین تسمه و پولی را طویل تر خواهد نمود یا با سطح قرقره تماس می یابد که باعث حرکت می شود. این تحرک نتیجه حرکت ارتجاعی است و با لغزش اصطکاک به عنوان معکوس اصطکاک ساده مشارکت دارد .

پولی متحرک اولین تماس را با تسمه دارد که کشش T_t و سرعت v را دارد. که سطح پولی را نیز شامل می شود در انتهای منطقه تحت تاثیر تسمه با یک کاهش کشش T_s منطقه را ترک می کند و یک کاهش سرعت را ایجاد می کند .

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

رابطه قدرت انتقالی :

یک تسمه تخت توسط محدود کردن تنش ماکزیمم Tt طراحی می شود که بر طبق تنش مجاز برای تسمه می باشد .

(۱) پولی به طور کلی یک نوع قالب گیری آهنی و یا استیلی است. پولی ها با قطر کمتر از ۱۰۰ میلی متر از دیسک های جامد و با قطر کمتر از ۶۰۰ میلی متر دارای ۴ بازو و بیشتر از ۶۰۰ میلی متر دارای ۶ بازو هستند. طول بازو بیضی شکل است و از طریق فرض بازو به عنوان یک ستون که در کانون و انتهای بازو محاسبه می شود طول این ستون برابر شعاع طول پولی است.

در مورد پولی فرض میشود که در هر زمانی قدرت انتقالی از کانون به انتهای بازو از طریق نیمی از کل تعداد بازو ها می باشد. دلایل آن این است که انتهای بازو به اندازه کافی باریک نیست و نمی تواند به بار گیری بازو ها کمک کند این فعالیت در طرای پولی تسمه تخت موثر است. شکل بازو از هیچ صنعتی گزارش داده نشده است پس طرح می تواند بر این فرض اجرا شود (۶) ساراف سه عامل محدود ه گستردگی دسته و تنوع آن را بیان ساخت اما این تهدید متنوع نیز فرض می شد .

تنها بارگیری ساکن در این کار تحت نظر است بنا براین واکنش لرزشی یک بازوی پولی تسمه در اینجا گزارش داده نشده است. این مقاله اولین تلاش است برای اهداف بررسی یک نظریه اجمالی از ماکزیمم تنش لرزشی.

(۲) مشکلات تنظیم :

قسمت محیطی در حوزه ی فعال بار گذاری موضوع غیر خطی اصطکاک متغیر برای هر معادله است. بنابراین این بازوان موضوع بار گذاری متغیر است اما در فرایند طراحی شده فرض می شود که گشتاور انتقالی متناسباً توسط نیمی از تعداد بازو ها تقسیم می شود این دلیل براین فرض است که حاشیه به اندازه کافی باریک

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

نیست بنابراین این به بارگیری در بازوی میانی نخواهد کرد در معادله (۱) به نظر می رسد که این فرضیه حقیقت ندارد همچنین هیچ فرمول کلی در ارتباط با تغییر بار گذاری بازو به عنوان یک موقعیت مکانی وجود ندارد محیط باریک قطر پولی تعداد بازو ها شرایط بار گذاری و خصوصیات مواد نیز وجود دارد بنابراین این غیر ممکن است که محدودیت محیط باریک فرضی در نظر گرفته نشود. موادک اظهار می دارد که (۱) افزایش حاشیه باریک ممکن است تنظیم تغییر بار گذاری را کاهش می دهد. بازو های خارج از منطقه بار گذاری باید به گشتاور انتقالی کمک کند.

مکانیزم گشتاور انتقالی از دور پولی به محور در طول بازوهای پولی نیز در این تحقیق پیشنهاد شده است (۷) سه راه پیشنهادی:

۱. توزیع برابر منطقه بارگذاری با بازو های وابسته به فرض ساده بالا

۲. تعادل سهم دور پولی از بار گذاری

۳. بررسی عوامل نامحدود پولی

این مقاله بررسی مکانیزم گشتاور انتقالی از حاشیه پولی به مرکز در طول بازو های پولی توسط اولین روش را اجرا می کند.

توزیع برابر منطقه بار گذاری: با بازو های وابسته به فرض ساده بالا

۱-۲ توزیع برابر منطقه بار گذاری بازو ها: فرضیه بیان شده

۱. حاشیه پولی باریک است تقریباً ۱ تیغه است

۲. تعداد بازو ها در منطقه بار گذاری تغییراتی را در گوشه منطقه ایجاد میکند

پولی متحرک را تسمه متحرک در جهت عقربه های ساعت می چرخاند که در شکل ۱ نشان داده شده است.

بازوی پولی اینگونه طراحی شده است:

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

OA OB OC OD OE OF

بازوی OA فرض میشود که سمت اصلی ان خط رادیال ۰۱ و زمان $T_1=T$ است در این فاصله چهار بازوی OA OB OC OD در منطقه بار گذاری هستند زمانی که OD با θ_2 است $T=T_2$ است تنها سه بازوی OA OB OC در منطقه می مانند بنا براین در طول زمان T_2-T_1 چهار بازو در منطقه هستند. در طول چرخش پولی بازوی OF با O روبرو می شود در زمان $T=T_3$ بنابر این طول زمان T_2, T_3 سه بازو در منطقه است بنا براین بازو در طول حرکت در منطقه به طور متناوب بار گذاری می شود

۲-۲ گشتاور انتقالی و بازوی بارگذاری شده :

تسمه کشش در منطقه فعال بار گذاری Φ از خط متقارن ۰۱ اینگونه به دست می آید

بنا براین توزیع گشتاور توسط منطقه اینگونه حاصل می شود: ۴ بنابر این گشتاور انتقالی توسط حاشیه محور در طول بازوی پولی حاصل می شود از شکل ۱:

روابط ۵ و ۶ و ۷ و ۸

A چهار بازو در منطقه بار گذاری

B سه بازو در منطقه بار گذاری

روابط ۹ و ۱۰ و ۱۱

بازو های بار گذاری در منطقه بار گذاری اینگونه هستند:

الف: چهار بازو در منطقه روابط ۱۳ و ۱۴ و ۱۵

ب: سه بازو در منطقه روابط ۱۶ و ۱۷ و ۱۸

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

معادله های ۱۲ و ۱۸ توزیع بازوی بارگذاری در طول منطقه است نمودار این بازوی متغیر بر حسب زمان که در شکل ۲ نشان داده شده است (که درجه زاویه با درجه زمان تغییر یافته است) معادلات سیستم فنر جرم دمپر بازوی پولی مسئله اصلی بار گذاری است که از بعضی از فرضیات مورد بحث در بخش ۱ و ۲ است می خواهیم واکنش لرزش بازوی پولی را در بار گذاری متغیر پیدا کنیم همچنین می خواهیم نظریه اجمالی تنش نهایی را برای ارتعاشات به دست آوریم در انتها فرضیات دیگری را باید بررسی کنیم

۱. بازو به عنوان یک ستون ثابت است در شکل ۳

۲. نیرو در نوک ان متمرکز است

۳. دمپر در بازو که ساختار ضربه گیر دارد

۴. سختی ستون در نوک ان معادله سختی فنر را نشان می دهد

۳-۱: معادلات جرمی:

تعادل جرم در بازو اینگونه به دست می آید (۱۹)

در اینجا جرم بازوی چرخشی به نوک ان منتقل می شود

۳-۲: معادلات سختی فنر که برای شعاع ستون بار گذاری در نوک ان

وسختی ان (۲۰)

۳-۳: معادلات نیروی بازو:

بازوی پولی تحت بارگذاری F_t است (شکل ۲)

در اینجا میتوان به عنوان ترکیبی از مرحله داخلی بررسی شود که

توسط مرحله داخلی ۹ تغییر می یابد این واحد اینگونه تعریف می

شود (۲۱)

معادلات نیرو بر حسب زمان (۲۲)

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

۳-۴: معادله دمپر لزج:

در این صورت ساختار ضربه گیر درونی مواد میتواند به عنوان ضربه گیر لزج عمل کند ۵ و ۹

اطلاعات ساختار ضربه گیر بسیار خوب است ۱۱

اما تمام ارزش های موثر به آنچه می توانیم معادله ضربه گیر لزج بیابیم این بسیار دشوار است تا ارزش دقیق ساختار ضربه گیر را محاسبه کرد بنابر این تنها معادله ضربه گیر لزج از ۰ تا ۰,۵ فرض می شود ارزش های بالاتر از معادله ضربه گیر لزج کمتر از ۰,۱

زیرا حضور ضربه گیر بالا نیز وجود دارد معادله لزجت موثر اینگونه است ۲۳ و ۲۴

۳-۵: تعادل معادله حرکت سیستم معادله فنر جرم و ضربه گیر. در شکل ۴ نشان داده شده است (۲۵)

جانشین سازی معادله های ۱۹ ۲۰ ۲۲ ۲۴ در معادله ۲۵ اینگونه است

که شرایط اولیه صفر فرض شود (۲۶) جایی که A و B موثر هستند به صورت معادله اعشاری می باشد (۲۷)

شکل ۴

(۲۸) A و B : توسط نوشتن یک برنامه برا تقریب اولیه محاسبه می شود

با جایگزینی معادله ۲۸ در معادله ۲۶ واکنش سیستم را به دست می

آوریم ۳-۶

تنش تحت لرزش: بازو موضوع بار گیری است بنا براین موضوع

تنش تحت لرزش نیز می شود به منظور محاسبه ابتدا باید تنش ماکزیمم

را به دست آوریم (۲۹)

معادله دینامیک نیاز به محاسبه تنش دینامیک دارد ۳۱ و ۳۵ بنا براین

تنش تحت لرزش از ۳۲

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

۳۷ فرکانس طبیعی بازوی پولی در اینجا شعاع ستون باریک شده است در اینجا بحث ما فرض می کنیم که معادله سیستم فنر جرم ضربه گیر را داریم به منظور کنترل دقت معادله فنر جرم و ضربه گیر فرکانس طبیعی شعاع ستون باریک شده را پیدا می کنیم تا مقایسه صورت گیرد

۱۷ و ۱۲

۲-۷-۳ (تعادل ارتعاش، سیستم ضربه گیر و جرم :

فرکانس طبیعی تعادل ارتعاش سیستم ضربه گیر و جرم توسط معادله (۲۴) به دست می آید. اگر معادله ۱۹ و ۲۰ را در معادله ۲۴ جایگزین کنیم داریم :

۲-۷-۳ (روش دانکرلی :

با بیان روش جرم ستون، با جرم معادله در نوک ستون، فرکانس طبیعی به دست می آید [۱۷]

۳-۷-۳

تئوری گینز و ولترا فرکانس طبیعی مخروط را محاسبه می کند. محاسبه خط مرکزی بخشی از نمودار در شرایط تعادل محور x در دستگاه مختصات دکارتی xyz به دست می آید. محور y در ابتدای لرزش می باشد (شکل ۵ را ببینید) اگر $A(x)$ از فضای قسمت جدا شده بگوید، $r(x)$ شعاع می باشد که مرکز موازی با محور z است.

در این مقاله، محدودیت های بالا و پایین فرکانس های طبیعی طول با تعداد ارتعاش بدست می آیند [۱۵]. یک مقدار مناسب از فرکانس طبیعی برای شرایط شعاع ستون باریک شده با بخش بیضی شکل، این گونه حاصل می شود (۳۶).

۳-۷-۴ (تئوری ولترا و گینز (با عرض بریده شده و گردنه اینرسی):

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

لی (۱۴) برای اولین بار تأثیر عرضی بریده شده و گردنده اینرسی فرض کرد، برای کشف فرکانس های طبیعی شعاع ستون باریک شده از آن استفاده می شود. این تئوری توسط گینز و ولترا استفاده شد. [۱۵] و با معادله [۳۵]، جدولهایی از فرکانس های طبیعی برای شعاع باریک ایجاد کردند. تعادل برای فرکانس طبیعی شعاع باریک شده یا بخش بیضی شکل اینگونه بدست می آیند (۳۷).

(۳-۷-۵) روش ریلی ریتز:

این روش دقت بیشتری را برای فرکانس های پایه ای است و تقریباتی از فرکانس های بالا می دهد. در این روش یک سوی از پایه های چندگانه با تأثیر استوار استفاده می شود. (۱۷) ضرایب تعادل شده توسط فرکانس کوچک محاسبه می شوند که هر تأثیری را در نظر می گیرد که نتیجه آن در برابر n در w^2 آمده است. راه حل این معادله ها فرکانس های طبیعی را می دهند. موفقیت این سیستم بستگی به شکل آن دارد که به صورت هندسی محاسبه می شود. در اینجا فرکانس طبیعی اینگونه بدست می آید (۳۸). فرکانس طبیعی توسط روش های متفاوتی با کامپیوتر محاسبه شده است که در جدول ۲ آمده است.

(۴) شبیه سازی کامپیوتری:

نمود کامپیوتر از سیستم در شکل ۴ نشان داده شده است و محرک ها نیز در شکل ۲ نشان داده شده است که به صورت یک سری از اطلاعات در زیر به نمایش در آمده اند. طرح کمر بند متحرک توسط استفاده از نرم افزار CADOM [۲۱-۱۸] به وجود آمده است. نرم افزار قرقره و نوار تسمه مسطح را نیز اینگونه بیان می کند.

جدول ۱: شکل بازوی بارگیر در زمان مورد نیاز.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

جدول ۲: فرکانس طبیعی از تعادل ارتعاش سیستم ضربه گیر و جرم و شعاع ستون باریک شده تئوری های متفاوت .
نتیجه ۵:

نمود کامپیوتری از ارتعاش و دینامیک بازوهای پولی متحرک توسط استفاده از توربو C/C++Ver 3 محاسبه می شوند .
معادله (۲۶) با زمان متفاوت از ۰ تا ۰/۱۲۶۷ (زمان برده شده برای پیمودن بازو در منطقه بارگیری ۱۹۰۰) و عامل چسبندگی ضربه گیر از ۰ تا ۱ در یک مرحله و ۱ تا ۵ در دو مرحله محاسبه می شود .
بازوی منحرف $x(+)$ در مقابل زمان جدول ها بر روی نرم افزار MS-EXEL (۲۳) طراحی شده است . شکل ۶ تفاوت $x(+)$ را نشان می دهد . در زمان مورد نیاز برای تأثیر ضربه گیر (ارتعاش آزاد) . شکل ۷ نشان دهنده تفاوت $x(+)$ به عنوان نمونه ای از زمان برای تعدادی متفاوت تأثیر ضربه گیر است . ϵ از ۰ تا ۵ در مراحل ۰/۱ متفاوت است .

شکل ۸ تفاوت $x(t)$ را نشان می دهد که زمان برای مقادیر متفاوت آن از ۰/۶ تا ۱/۰ است اشکال ۸-۶ چارتهای نزدیک به هدف ، زمان بندی شده ، رأس زمان و فشار تحت لرزش هستند که تأثیر ضربه گیر ϵ برای ۰-۱ = ϵ طراحی شده اند همانطور که در شکل ۱۰-۱۳ نشان داده شده است .

شکل ۶ – انحراف بازو در زمان برای لرزش بازو

شکل ۷: انحراف بازو در زمان مؤثر ضربه گیری .

شکل ۸: انحراف بازو برای زمان مؤثر ضربه گیری .

شکل ۹: انحراف بازو برای زمان مؤثر ضربه گیری .

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

۶- نتایج بحث :

۱ . ۶ . ملاحظات واکنش ارتعاشی از ارتعاش متعادل سیستم جرم و ضربه گیری .

این ملاحظات می توانند از شکل ۱۳-۶ باشند .

(۱) از شکل ۶ برای $\varepsilon = 5$ واکنش بسیار نوسان دارد و زمان تنظیم شده گسترده است .

فشار تحت لرزش نیز کشسانی است .

(۲) از شکل ۷ و ۸ برای $\varepsilon = 0.1$ واکنش بسیار نوسان دارد و در رنج پایینی است ($\varepsilon > 0.8$) هدف گیری ، زمان تنظیمی با افزایش ضربه گیری کاهش می یابند . برای هر ضربه کوچک $\varepsilon < 0.14$ تنها تعادل اصلی مطرح است . فشار تحت لرزش نیز مقایسه ای است و با ε افزایش می یابد .

(۳) برای $\varepsilon > 0.14$ سیستم طراحی شده بسیار مناسب است . این نوع مرحله از بارگیری مانند یک سیستم کنترل پوزی کاست می کند (۲۴) . این نوع مرحله درونی با تأثیر درونی روبرو است و عامل ضربه اصلی ترین بخش فعالیت نیست . بنابراین نا موفقیت بازوها در صنعت گزارش داده نمی شوند .

بنابراین فرض کاهش بازو به تعادل ارتعاش ، جرم و سیستم ضربه گیر یک نظریه شتابزده از واکنش دینامیکی بازوی کمر بند متحرک است .

شکل ۱۰ - هدف گیری به عنوان عامل مؤثر ضربه $= 1/5 - 0$

شکل ۱۱ - زمان بندی به عنوان عامل مؤثر ضربه $= 1/5 - 0$

شکل ۱۲ - زمان تعیین شده به عنوان عامل مؤثر ضربه =

$0 - 1/5$

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

شکل ۱۳ - فشار و لرزش به عنوان عامل مؤثر ضربه =
۱/۵ - ۰

(۶) از شکل ۶ برای $1-5 > \varepsilon$ ، واکنش طبیعی استفاده می شود که تقریباً یکی است . این رنج از ε در یک نظر بسیار بالا از نظر ساختار ضربه ای شعاع قابل مشاهده حفظ می شود .

۶-۲ ملاحظات دقیق جهش تعادلی ، جرم و سیستم ضربه گیر از جدول و فرکانس های طبیعی تعادل ارتعاش ، جرم و سیستم ضربه گیر بسیار بالا هستند نسبت به سه روش گذشته . نتیجه این مقدار بالا با فرضیات ما این است که :

(۱) حاشیه به عنوان یک تیغک .

(۲) بر بخش جرم سیستم در نوک ستون تمرکز می شود .

(۳) سختی شعاع در پایه انحراف رأس ملاحظه می شود .

(۲) در روش دانکرلی : ستون به عنوان یک جرم فرض میشود و جرم در نوک آن تمرکز یافته فرض می شود . بنابراین فرکانس طبیعی بسیار بالا است .

(۳) در تئوری گرنیز و ولترا فرکانس طبیعی ، تئوری تشعشع ابتدایی کاربردی ، کمتر از تعادل جهشی است . این بدان دلیل است که جرم و سفتی کل سیستم پخش شده در فلز گرفته می شود .

(۴) در تئوری گرینز و ولترا ، چرخش اینرسی و عرض قطع شده هر دو فرکانس طبیعی را محاسبه می کند بنابراین این روش کم و بیش فرکانس صحیحی را عرضه می دارد .

(۵) در روش رینی رینتز ، فرکانس طبیعی توسط فرض یک شکل مناسب محاسبه می شود . از CSA و NASTRAN و FEMAP ، نرم افزار نامحدود سیستم فرکانس طبیعی استفاده می شود (۲۶-۲۵)

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

در این نرم افزار مدل بازو طراحی شده است و از آن استفاده می شود . پارامترهای ماده ای و شرایط محدود نیز مهیا شده اند . استفاده از روش دی لپی – رتیزه برنامه محاسبه فرکانس طبیعی است . این مسئله بسیار آسان تر از محاسبه با استفاده از (۳) و (۴) است . بنابراین واکنش لرزشی بازوهای قرقره در نوار متحرک هنوز گزارش داده نشده است . این مقاله اولین قدم در این راستا می باشد . بنابراین اهداف مورد بررسی یافتن یک نظریه شتابزده از نهایت فشار تحت لرزش است . به طور آشکار از فرضیات بسیار ساده تنها این نظریه بدست آمده است . از جدول ۲ . نتیجه می شود که جهش تعادلی ، جرم و سیستم ضربه گیر در این مقاله به طور کاملاً تقریبی است این مشکل با استفاده از دومین و سومین راه حل های ذکر شده در فرمولها قابل حل است . آزمایشات متفاوتی در آینده برای این نتایج انجام خواهند شد .

WikiPower.ir

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

فصل ششم

تحقیق زنجیر و چرخ زنجیر

(امیر سفید گران)

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



کاربرد	زنجیر ماشین های خرد کن 134000 N که بر روی نقاله ها با دنده های پیچ شده بر روی اتصال های K شکل کار می کنند.
نوع نقص	قاب های جانبی سایش های شدید در راستای یک لبه را نشان می دهند.
تشخیص	لبه های قاب های کناری بر روی بعضی از نقاط ثابت ساختار نقاله سایش ایجاد می کنند بالاخص بر روی لبه های شیار راهنما. تأثیر این عمل باعث فرسایش قاب های کناری و افزایش نیروی حرکت و تنش های زنجیر می شود.
راه حل	مشخص کردن نقطه تماس و تنظیم مجدد زنجیر برای جلوگیری از اصطکاک مجدد. ممکن است لازم باشد شیارها بازدید و تنظیم مجدد شوند تا از تراز بودن لبه های داخلی و خارجی اطمینان حاصل شود.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



کاربرد	زنجیر نقاله برای حمل گل رس تر.
نوع نقص	فرسایش شدید بین بوش زنجیر و غلتک
تشخیص	پس ماند های ساینده در گل رس که از ماده گرانیتهی اولیه باقی می ماند باعث فرسایش سطح زنجیر می شود.
راه حل	انتخاب زنجیر با سختی سطحی زیاد و قسمت های مدور آن.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت **ویکی پاور** مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



WIKIPOWER.IR

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



کاربرد	زنجیر خط استریل کردن کنسرو
نوع نقص	فرسایش پین ها باعث از بین رفتن ایمنی پرچ ها شده و قاب های بیرونی از زنجیر جدا می شوند.
تشخیص	فرسایش های مختلف زنجیر باعث کج شدن های عمودی و حرکت به کناره ها و تماس با راهنما ها می شود. راهنما ها دارای سختی یکسانی نسبت به انتهای پین ها دارند پس انتهای پین ها سایش یافته و قاب های جانبی بیرونی آزاد می شوند.
راه حل	شیار های جانبی که از انتهای پین ها نرم تر است را تنظیم می نماییم. همچنین استفاده از یک قطعه اصطکاکی در فاصله هایی که در راستای زنجیر موجود است برای جلوگیری از تماس با انتهای پین ها پیشنهاد می شود.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آر م سایت و به همراه فونت های لازمه



کاربرد	چرخ زنجیر های با آهن ریخته گری شده که همراه با نقاله های زداینده زنجیری برای تمیز کردن غربال های اولیه در تصفیه خانه های فاضلاب استفاده می شود.
نوع نقص	دندانه های چرخ زنجیر پس از مدت شش ماه دچار فرسایش شدید شده و بسیاری از دندانه ها آنقدر ضعیف می شوند که در راستای نازک ترین مقطع دچار شکست می شوند.
تشخیص	برای تطبیق با غلتک های لبه دار شده با زنجیر دندانه ها به مقطع های نازک ماشین کاری شده اند و زنجیر امکان حرکت خارج از خطو در نتیجه تماس موضعی با چرخ زنجیر را دارد. نتیجه این عمل فشار زیاد و فرسایش مکرر است که در شکل نشان داده شده است.
راه حل	تعویض چرخ زنجیر و تنظیم مجدد زنجیر برای اطمینان از تماس کامل بین غلتک زنجیر و دندانه های چرخ زنجیر.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

کاربرد	زنجیر های پر کاربرد و عظیم که برای حمل نی شکر های بریده شده به داخل کارخانه استفاده می شوند.
نوع نقص	خوردگی و فرسایش شدید در بین ها و سطوح بوش ها
تشخیص	هیچ گونه روغن کاری به زنجیر نرسیده و سطح به علت وجود شربت اسیدا قند و ناخالصی های شنی دچار خوردگی و سایش غیر قابل حفاظت می شد.
راه حل	تعویض زنجیر و اطمینان از کارکرد صحیح پمپ گریس و روغن کاری.



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

کاربرد	زنجیر متحرك براي عبور تسمه هاي فولاد در آخرين مرحله شدستشو و پرداخت.
نوع نقص	سایش شدید در ماده در نواحی که باعث تضعیف و کسپختگی کششی می شوند.
تشخیص	محیط تماس متناوب بین موادخورنده، آب و هوا در فشارهای بالا باعث خوردگی و سایش و کم شدن سطح مقطع قاب ها و کسپختگی کششی می شود.
راه حل	حفاظت زنجیر با آبکاری روی یا روکش کردن برای جلوگیری از سایش.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه



کاربرد	زنجیر شیب دار جدا کننده که در قسمت بار و اتاق بار فرودگاه های بزرگ استفاده می شود.
نوع نقص	پین های زنجیر علامت و مقدار زیادی ذرات قرمز رنگ که نشانه خوردگی سایشی می باشد دیده می شود.
تشخیص	خوردگی سایشی به علت روغن کاری مرزی یعنی جایی که وجود روغن به اندازه کافی برای جلوگیری از ایجاد خشونت و خراش بین اجزائی که با هم تماس دارند نمی باشد به وجود می آید.
راه حل	تمام پین ها تعویض شده و ذرات خراشنده اکسید قرمز رنگ تمیز شوند. و سپس رژیم روغن کاری مناسبی برای زنجیر اتخاذ شود.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه



کاربرد	نقاله حمل سیمان داغ در صنایع سیمان.
نوع نقص	ترك خوردگی شدید سطحی بر روی سطوح بوش ها و خراش سطح داخلی قاب های جانبی.
تشخیص	این مشکل به علت برخورد شدید و سنگین بر روی بوش ها به وجود می آید. و به نظر می رسد خراش های موجود بر روی قاب های جانبی به علت چرخش به نوك دندان های چرخ زنجیر و سپس پایین آمدن و درگیر شدن می باشد.
راه حل	در ابتدای امر باید تنظیم بین زنجیر و چرخ زنجیر بررسی شود. اگر در این تنظیم مشکلی نبود باقی تنظیمات از قبیل مراکز چرخ زنجیر، تراز ها و مراکز زنجیر ها باید بررسی شود

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه



کاربرد	زنجیر های فولادی ضدزنگ در داخل کوره در درجه حرارت بالا بازسازی می شود.
نوع نقص	اندکی پس از تعویض زنجیر دوباره دچار فرسایش شدید می شود.
تشخیص	بلافاصله پس از تعویض زنجیر در کوره محکم شده و مانع از اتلاف حرارت شده ولی دمای کوره از حد مجاز کارکرد زنجیر بالاتر می رود.
راه حل	یا به راه حل قبلی مراجعه کرده با عمر کوتاه زنجیر را بپذیرید همچنین استفاده از فولاد های مقاوم در برابر آتش نیز پیشنهاد می شود.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



کاربرد	زنجیر هایی که در سیستم های نقاله کوره ها به کار می روند.
نوع نقص	غلنگ ها با بوش درگیر می شوند و باعث کل شدن غلنگ ها در قطر خارجی می شوند.
تشخیص	گریس و روغن کاری به کار برده شده مناسب برای گرمای کوره نبوده و گریس کربونیزه شده باعث درگیری غلنگ ها می شود.
راه حل	استفاده از روغن با اندکی فشار برای تمیز کردن پس ماند های کربن و اگر این کار موفقیت آمیز نبود زنجیر باید تعویض شده و از روغن کاری مناسب برای دما های بالای کوره استفاده شود.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه



کاربرد	زنجیر شستشوی بطري که براي شستن بطري هاي شير بازگذشتي در شرايط خورنده
نوع نقص	اتصال خم شده زنجير در حالت انبساطي دچار نقص مي شود.
تشخيص	اتصالات بيروني به صورت زمختي غير حالت داده و از حالت معمولي اتصالات داخلي بارك تر مي شوند
راه حل	استفاده از اتصالات خميده مناسب با توجه به کاتلוג ها.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه



کاربرد	استفاده از پین های تو خالی در آسانسور های بلند مرتبه.
نوع نقص	پین های تحت فشار دچار گود شدگی و تماس به هم می شود.
تشخیص	بسیار بالا در آسانسور های بلند مرتبه باعث خروج روغن از بین زنجیر ها و در نتیجه تماس بین آن ها و گود شدگی می شود.
راه حل	استفاده از روغن کاری تحت فشار و با کیفیت و اطمینان از رژیم روغن کاری اتخاذ شده در جهت وجود فیلم روغن بین سطوح.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



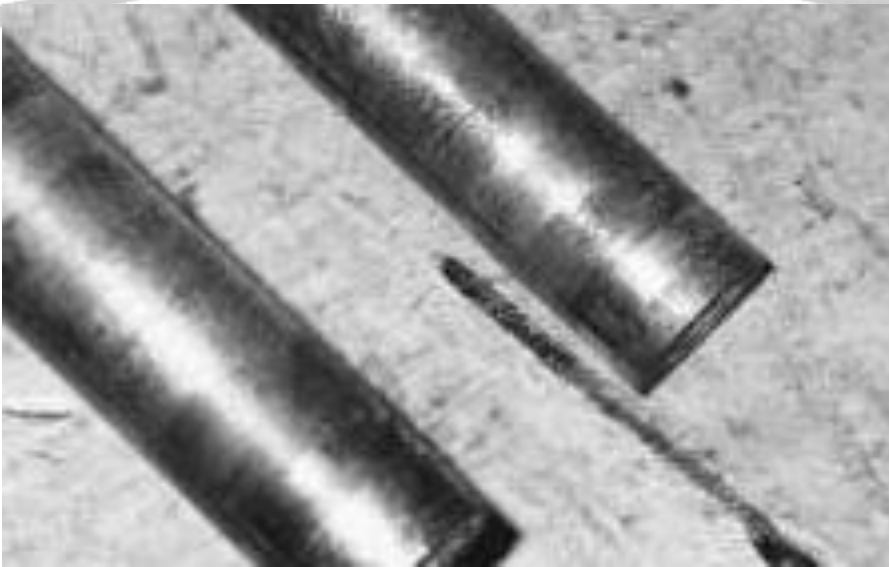
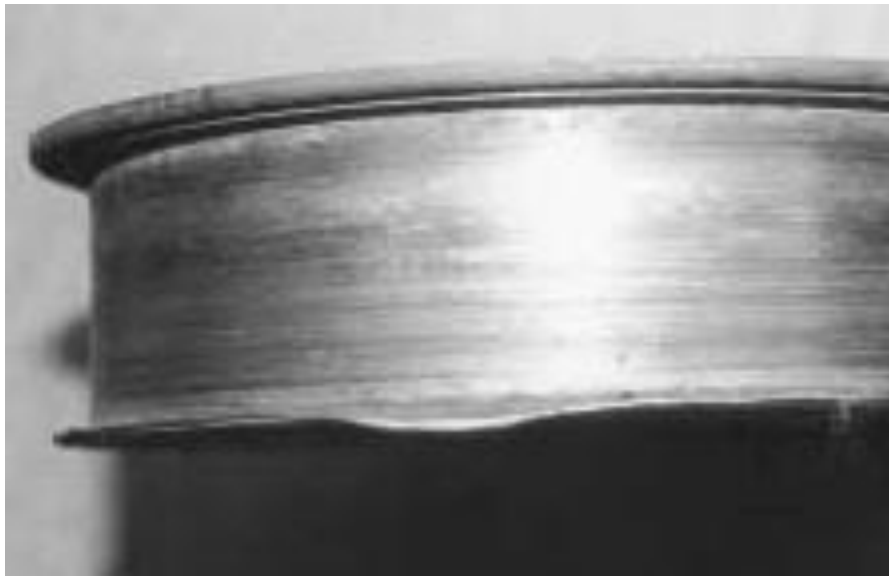
کاربرد	زنجیر بالابر که در مکانیزم وزنه تعادل در اتاقک جرثقیل بالای بالابر به کار می رود
نوع نقص	لرزش های شدیدی به وسیله جرثقیل مشاهده می شود.
تشخیص	بازرسی وزنه تعادل فرسایش شدید پولی بالاخص در کناره ها را نشان می دهد. این اثر بر روی یک لبه زنجیر نیز مشاهده می شود. مشاهده می شود که زنجیر در نقطه تماس خارج از خط می باشد.
راه حل	تعوض پولی و زنجیر و تنظیم مجدد آن ها.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



کاربرد	زنجیر بالابر که در مکانیزم وزنه تعادل در اتاقک جرثقیل بالای بالابر به کار می رود
نوع نقص	لرزش های شدیدی به وسیله جرثقیل مشاهده می شود.
تشخیص	بازرسی وزنه تعادل فرسایش شدید پولی بالاخص در کناره ها را نشان می دهد. این اثر بر روی یک لبه زنجیر نیز مشاهده می شود. مشاهده می شود که زنجیر در نقطه تماس خارج از خط می باشد.
راه حل	تعوض پولی و زنجیر و تنظیم مجدد آن ها.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت **ویکی پاور** مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه



کاربرد	زنجیر انتقال فیولانه زنگ نزن که بر خارج کردن مواد از سوراخ کن خودکار به کار می رود
نوع نقص	فرسایشی سایشی بر روی فلز های جانبی و انقباض پلکان ها می
تشخیص	سنجیر بر روی نقاط ثابت خط ساییده می شود از روی طرح سایش
تشخیص	بافتنی طرح روغن رسود که مرکز زنجیر دوار پالاین شخیا س عومیرخ بکو علت تبیینت هلی متفاوت متشابهی هلی شود که حامل مواد سوخته بسیار سختی می باشد
راه حل	کولین در این قسمت های نگه دهنده زنجیر به می باشد خیلی خراب بر سده یاره
راه حل	شویض زنجیر و به کار بردن سیستم فیلتراسیون برای روغن سوراخ کردنی برای گرفتن پس ماند های سایشی.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه



کاربرد	زنجیر جدا شدنی ساده که برای میز نورد در فولاد سازی به کار می رود.
نوع نقص	خوردگی و سایش شدید در تمام قطعات.
تشخیص	بوش ها و غلتک ها دچار فرسایش و پوسیدگی در قسمت های باریک پین ها شده قاب ها دچار فرسایش جانبی شدید و گود شودگی می شود. این زنجیر در شرایط با دمای بالا و اسپری آب می باشد.
راه حل	از روش روغن کاری کارآمدتر استفاده شده و زنجیر با زنجیر بهتری تعویض شود.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



کاربرد	Chain drive used on a barreling machine.
نوع نقص	خوردگی
تشخیص	زنجیر در شرایط و محیط با ناخالصی های آب می باشد. زنجیر به طور صحیح روغن کاری نشده است و قسمت های بیرونی به مرور چار زنگ زدگی می شوند تا غلطک ها درگیر شوند. و سپس غلطک ها دچار فرسایش شدید می شوند.
راه حل	در صورت امکان از تماس با آب جلوگیری شود. افزایش درجه حفاظت و روغن کاری.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



کاربرد	زنجیر روی صفحه ای "PBS ۱,۲۰" که در محیط های خیس استفاده می شود
نوع نقص	بوش ها هنگام مونتاژ دچار خستگی می شوند.
تشخیص	در حین مونتاژ بوش به علت شکست هیدروژنی به چندین تکه می شکنند.
راه حل	پس از صفحه کاری عملیات هیدروژن زدایی به سرعت صورت گیرد.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



کاربرد	1.0" P BS chain.
نوع نقص	هنگام بار گذاری زنجیر قاب ها دچار شکست می شوند.
تشخیص	زنجیر توسط مشتری صفحه کاری رویی شده است بدون اینکه عملیات شکست زدایی (هیدروژن زدایی) صورت گیرد در نتیجه به علت شکست هیدروژنی زنجیر دچار عیب می شود.
راه حل	زنجیر باید قبل از مونتاژ صفحه کاری شود.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



کاربرد	که در سیستم های بالابر به کار می رود. P ANSI 2.5" زنجیر
نوع نقص	محدوده برینگ ها دچار پوسته پوسته شدن می شوند یعنی سطوح بند بند شده و با هم یک پارچه می شوند.
تشخیص	در کاربرد بالابر ها فشار بسیار زیادی ایجاد می شوند و نتیجه آن نا کارآمدی روغن کاری و بر روی بند ها پوسته ایجاد می شود.
راه حل	استفاده از روغن کاری فشاری و با کیفیت بالا و اطمینان از وجود فیلم روغن بین سطوح درگیر.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



کاربرد	که در موتور های دیزل دریایی استفاده می شود. P 3.5" BS زنجیر
نوع نقص	پوسته شدن به علت فشار زیاد و نبود روغن بین سطوح باعث ایجاد سر و صدا در تماس بین سطوح می شود.
تشخیص	خرابی پمپ روغن کاری باعث سرو صدا در ماس بین سطوح تحت فشار زیاد می شود. همچنین این فرآیند پوسته شدن به میکرو جوشکاری نیز مربوط می باشد.
راه حل	اطمینان از میزان کافی روغن کاری.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



کاربرد	که چرخ طیار پرس های ۴۰۰ تونی را می چرخاند. 1" P BS زنجیر دوگانه
نوع نقص	فرسایش شدید پرس دندانه های زنجیر باعث کل شدن سر دندانه ها می شود.
تشخیص	امتحان زنجیر نشان می دهد که در مدت ۶ ماه سرویس کاری هیچ گونه روغن کاری بر روی زنجیر انجام نشده است. بارگذاری انجام شده به حداقل مخزن روغن روانکاری احتیاج دارد. به علاوه فاصله میانی بیشتر از مقدار مورد نیاز بوده و چرخ زنجیر ها خارج از خط می باشند.
راه حل	روش روغن کاری ارتقا یابد. سخت کاری دندانه ها و تصحیح تراز سیستم پیشنهاد می شود.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



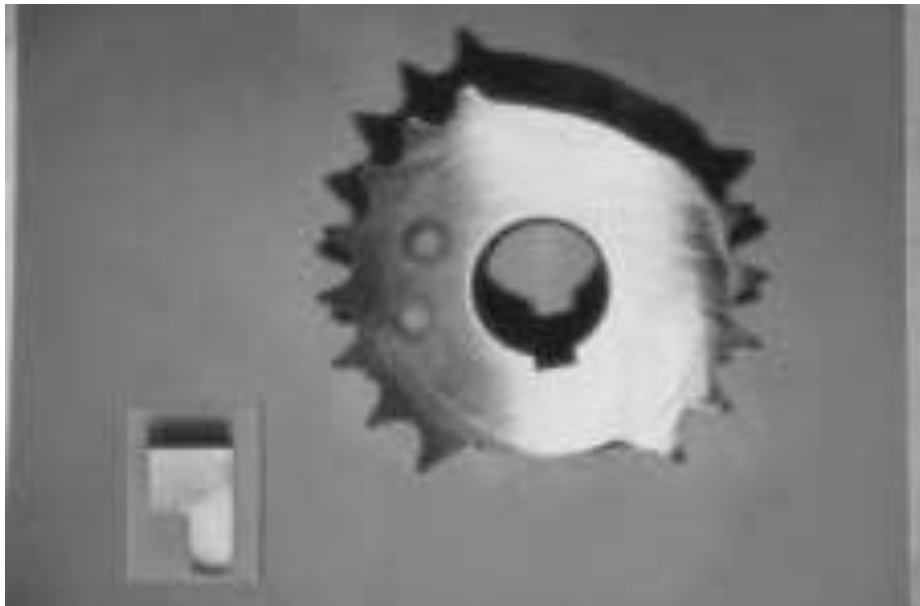
کاربرد	مخصوص که برای نقاله معادن به کار می رود. P 2 1/2" ANSI زنجیر ساده
نوع نقص	پین شماره ۵۸ دچار خستگی می شود.
تشخیص	اتصال به شدت خشک بوده و هیچ نشانه ای از روغن کاری مشاهده نمی شود. اتصالات پوسته شدن شدید همراه با خوردگی سطح را نشان می دهند. یکی از علل کاربرد زنجیر داخل آب می باشد ولی علت عمده تر این است که کاربر سوراخ های قاب اتصال شماره ۵۸ را برای مونتاژ راحت تر گشاد کرده است. که باعث خستگی می شود.
راه حل	تعبیه در پوش مناسب تر برای پین به منظور مونتاژ راحت تر. تجدید نظر در نوع روغن کاری.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



کاربرد	0.5" P BS 20 tooth sprocket.
نوع نقص	ترك خوردن ماده در زیر دندانه ها
تشخیص	دندانه ها به طور صحیح سخت کاری نشده اند. به علت وجود مقاطع مختلف چرخ زنجیر و در نتیجه نرخ های مختلف سرد شدن ترك به وجود می آید.
راه حل	دندانه های چرخ زنجیر به وسیله شعله سخت کاری شوند

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه



کاربرد	1.5" P BS chain test sample.
نوع نقص	قاب های خارجی به علت بارگذاری سنگین دچار کشیدگی دائمی می شوند.
تشخیص	نمونه خوبی از تشخیص در بالا ذکر شد.
راه حل	استفاده از اندازه و سایز صحیح زنجیر برای هر کاربرد.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه



کاربرد	زنجیر انتقال دو گانه که در شرایط پر بار سخت استفاده می ود.
نوع نقص	آسیب شدید بین های زنجیر و تخریب بوش های آن.
تشخیص	بار گذاری زیاد و متناوب بر روی زنجیر باعث تخریب بوش و آسیب رسیدن به بین های آن می شود.
راه حل	استفاده از اندازه و سایز مناسب زنجیر برای هر کاربرد.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



کاربرد	زنجیر انتقال حرکت ساده ماشین
نوع نقص	یکی از اتصالات جدا شده و پین خم می شود.
تشخیص	اتصالات گشاد قاب های جانبی به علت پرچ کاری نامناسب جانبی جدا شده و پین ها خارج شده و در جایی که امکان حرکت به زنجیر دهند جمع می شوند و کار زنجیر تا زمانی که این عارضه مشهود نشود ادامه می یابد.
راه حل	جایگزینی اتصال و اطمینان از پرچ شدن صحیح پین ها.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه



کاربرد	1.5" P BS duplex chain.
نوع نقص	محدوده برینگ پین فرسوده می شود. محل قرار گیری قاب های میانی کاملاً مشهود هستند.
تشخیص	پس از گذشت مدت زیادی پین ها به مرور فرسوده می شوند تا کشیدگی زنجیر به ۲٪ برسد.
راه حل	بازدید و بازرسی مرتب کشش زنجیر.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت **ویکی پاور** مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

فصل هشتم

متون اصلی تحقیق طناب



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

----- 1

Crane Wire Rope
Damage and
Nondestructive
Inspection Methods

Herbert R. Weischedel,

NDT

Technologies, Inc.

P.O.Box 637,

South Windsor, CT 06074

www.ndttech.com

Introduction

Wire ropes of a properly designed and maintained crane will deteriorate throughout their

entire service life by two principal degradation mechanisms:

1. External and internal fatigue, caused by bending over sheaves and/or winding on drums, and
2. Crushing, caused by spooling on multilayer drums.

While the above types of rope deterioration can be minimized by proper crane design and rope maintenance procedures, they are deemed unavoidable and part of normal rope life.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آر م سایت و به همراه فونت های لازم

Other rope degradation, such as excessive wear, corrosion or mechanical damage are considered problems that can be remedied by appropriate preventative maintenance procedures.

Corrective measures might include rope re-lubrication, sheave alignment, etc.

This paper discusses degradation modes of crane ropes, nondestructive inspection methods and preventative maintenance procedures.

Wire rope deterioration
modes
Fatigue

A wire rope subjected to repetitive bending over a sheave will develop cracks in individual wires. Broken wires develop primarily in sections that move over sheaves. Further, if a rope travels on and off a grooved single layer drum, it will also go through a bending cycle. Tests and practical experience have shown that that winding on a single layer drum is equivalent to bending over a sheave and will cause similar fatigue damage.

Usually, fatigue breaks develop in
FIGURE 1. Wire rope with fatigue breaks
segments of the rope surface that come into

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

direct contact with a sheave or drum. Here, various contact phenomena compound the fluctuating bending stresses. Breaks in these areas are external and usually visible. Once broken wires appear, a good many more are likely to develop within a relatively short period.

Figure 1 shows a rope with surface wire fatigue

breaks. Note the square ends of wires that are

typical for fatigue breaks. The figure also

shows abrasion-plus-fatigue patterns characterized by chisel shaped wire ends. This is considered a long term condition normal to the operating process.

Internal breaks can develop depending on the loading and, especially, the rope construction.

For example, many ropes are of the torque-balanced multi strand type comprising two or more

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

layers of strands. Figure 2 shows a cutaway section of such a rope. Torque balance is achieved in multi strand ropes by laying outer and inner strands in opposite directions.

Page 1

----- 2

FIGURE 2. In single fall operations the use of non-rotating ropes is mandatory.

Multi strand construction limits axial rotation of the freely suspended rope under load. In addition, multi strand ropes offer flexibility and a wear

resistant surface profile. However, the wires and strands in different

layers of these ropes touch locally and at an angle. Therefore, when

multi strand ropes bend over sheaves or on a drum, they are subject to

the combined effect of radial loading, relative motion between wires and

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

bending

stresses.

This causes inter strand nicking (Figure 3) and, eventually, fretting

wear or fatigue across the interface between layers as illustrated by

Figure

4.

Therefore, multi strand ropes are prone to develop internal broken wires. As indicated in Figure 5, this breakup occurs primarily on the interface between the outer and second layer of strands, usually with no externally visible signs. Wires in the second layer of strands typically

show inter strand nicking and breaks caused by a combination of

fluctuating axial wire stresses, inter-wire motions and fluctuating radial loads. The broken wires usually have squared-off and z-shaped ends that are typical for fatigue

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

breaks.

FIGURE 5. Typical

FIGURE 3. Inter strand

FIGURE 4. Broken wires in

positions of broken

nicking

second layer of strands

wires in

multi strand

ropes

Typical positions

of broken wires



For example, on overhead traveling cranes, wire rope drums are generally single layer and spirally grooved. The rope passes over one and perhaps several sheaves. As there is no multi-layering on the drum involved, failure of the rope is usually by accumulated internal damage and fatigue rather than by wear and damage to external wires. Fatigue failure commences internally

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

in areas where layers of the wire strands are in contact with each other. Since deterioration of non-rotating rope is not easily detected, failure of the rope is often unexpected.

Page

2

----- 3

Similar nicking and fatigue patterns occur in IWRC

FIGURE 6. Typical IWRC rope

(Independent Wire Rope Core) ropes. Figure 6 shows a

1

typical cross-sectional diagram of such a rope. For IWRC

ropes, the outer wires of the outer strands have a larger

diameter than the outer core strand wires. To minimize inter

strand nicking between the outer strands and the IWRC,

these ropes are designed such that the wires of the outer

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

strands and the IWRC are approximately parallel. (This is

usually achieved by choosing a lang lay construction for the

IWRC

and an ordinary lay construction for the outer strands.)

IWRC

Typically, the wires of the outer strands are well

supported by their neighbors while the outer wires of the

are relatively unsupported.

The result of these geometrical features is that, under fluctuating tensile loads, the outer IWRC wires are continuously forced into the valleys between the outer strand wires and then released. This mechanism results in secondary bending stresses leading to large numbers of core wires with fatigue breaks. These breaks can be very close together and can form groups of

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

breaks. Eventually, the IWRC can break, or it can even completely disintegrate into short pieces of wire about half a lay length long. This condition is commonly called complete rope core failure.

As the IWRC fails, the outer strands lose their radial support. This allows the wires of the outer strands to bear against each other tangentially. The resulting inter strand nicking restricts the movement of the strands within the rope. Without this freedom of movement, secondary fatigue breaks in the wires of the outer strands will develop at the strand tangent points. Because these fatigue breaks develop in the valleys between the outer strands, they are also called valley breaks (Figure 7).

In more general terms and

FIGURE 7. Valley

breaks

paradoxically, internal broken

wires occur frequently in ropes

that, for safety reasons, are

operated with large diameter

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

sheaves and high factors of safety. Further, when a reeving system includes sheaves lined with plastic or all plastic

sheaves, these sheaves offer more elastic support than steel sheaves. Then, the pressure between outer wires and the sheave grooves can be reduced to such an extent that, for some rope constructions, the first wire breaks will occur internally.

2

Spooling on multi layer drums

If a rope section travels on and off a grooved multi layer drum, it goes through a bending cycle. Rope sections spooling in the first layer are bent around a smooth drum surface. When

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

the second layer comes in, rope sections in the first layer will be spooled over, compressed and damaged on the upper side by the second rope layer. Rope sections spooling in the second and higher layers will be damaged on all sides during contact with the neighboring wraps. In addition, they will bend around the very rough surface created by the previous rope layer, leading to additional wire damage. It is obvious that by these mechanisms the rope will be damaged far more than by just one bend on a single layer drum.

The point where the rope is squeezed between the drum flange and the previous wrap, as it rises to form the next layer, is an area of accelerated wear. Typically, the slap of the rope at the crossover points can cause peening, martensitic embrittlement and/or wire plucking with the associated rope damage as the rope crosses over from layer to layer on a drum. Further, if the

Page 3

----- 4

lower layers were not spooled under sufficiently high tension, the lower wraps can be displaced by the incoming rope section, allowing it to slide down between them. This can lead to severe rope damage. Various types of rope damage caused by drum winding are shown in Figure 8.

FIGURE 8. Rope damage caused by multi layer drum winding

Wire rope inspection and retirement

Two different philosophies have been used to effect rope retirement:

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

1. A Statutory Life Policy mandates rope retirement at certain prescribed intervals. (This

means, the Statutory Life Policy places a maximum on the time a rope can be in service).

2. Retirement for Cause is based on retirement conditions that are evaluated periodically by

nondestructive inspections. (This means, the Retirement-for-Cause approach requires that

the rope must be retired when the deterioration exceeds a certain limit.)

Because a Statutory Life Policy is inherently wasteful, regulators have tended to adopt the Retirement-for-Cause approach wherever appropriate.

Wire rope deteriorates gradually throughout its entire service life. To keep abreast of deterioration, wire rope must be periodically inspected. Because moderate deterioration is normally present, the mere detection of rope deterioration does not usually justify rope retirement.

The purpose of wire rope inspections is to monitor the normal process of deterioration so that the rope can be retired before it becomes dangerous. Another benefit of inspection procedures is to detect unexpected damage or corrosion.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

There are two major nondestructive inspection methods for the detection and evaluation of rope degradation: Visual inspections and EM inspections.

Page 4

----- 5

Visual Inspection

The rag-and-visual method is a simple yet useful method for detecting a wide variety of external rope deteriorations. Using this approach, the inspector lightly grasps the rope - which moves at inspection speed - with a rag or cotton waste. External broken wires will often porcupine and, as the rope moves, snag the rag or cotton waste. The rope is then stopped at that point, and the inspector assesses the rope condition by a visual examination.

Frequently, broken wires do not porcupine. Then, a different test procedure must be used.

The rope is moved two or three feet at a time and visually examined at each stop. This method is

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

tedious and, because the rope is often covered with grease, many external and internal defects elude detection.

Another visual inspection tool is measurement of the rope diameter. Rope diameter measurements compare the original diameter - when new and subjected to a known load - with the current reading under like circumstances. A change in rope diameter indicates external and/or internal rope damage. Inevitably, many sorts of damage do not cause a change of rope diameter.

Several visible signs can indicate distributed losses of metallic cross-sectional area, due to corrosion, abrasion and wear. For example, corrosion products, flattening of outer wires and loss or, sometimes, increase of rope diameter frequently reveal external and internal corrosion. However, the extent of corrosion is often difficult to gauge and its significance is even more difficult to assess.

Visual inspections are inherently not well suited for the detection of internal rope deterioration. Therefore, they have limited value as a sole means of wire rope inspection.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

However, visual inspections are simple and do not require special instrumentation. When combined with the knowledge of an experienced rope examiner, visual inspection can provide a valuable supplementary tool for evaluating many forms of rope degradation.

Electromagnetic Inspections

EM wire rope inspection gives detailed insight into the condition of a rope. Its reliability has made EM testing a universally accepted method for the inspection of wire ropes in mining, for ski lifts, and many other applications.

Two distinct EM inspection methods have evolved to detect and classify defects of the LMA and LF type

- Localized-Flaw Inspection (LF Inspection). Like the rag-and-visual method, LF inspection is

suited only for the detection of localized flaws, especially broken wires. Therefore, small hand-

held LF instruments have been called electronic rags.

- Loss-of-Metallic-Area Inspection (LMA Inspection) detects and measures changes of the

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

metallic cross-sectional area caused by wear and corrosion. More reliable than visual

diameter checks, LMA inspection can replace diameter measurements made with a caliper.

Therefore, LMA instruments could be called electronic calipers.

Electromagnetic and visual wire rope inspections complement each other. Both are essential for safe rope operation, and both methods should therefore be used for maximum safety. The thrust of evolving regulations is clearly toward combined periodic EM and visual inspections

Page 5

WikiPower.ir

6

A thorough inspection must consider all aspects of a rope's condition, including:

1. the findings of a visual inspection,
2. the results of an EM rope inspection,
3. the rope's operating conditions and related damage mechanisms,
4. the history of the rope under test and that of its predecessors.

A program of periodic inspections is especially effective. To establish baseline data for

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

subsequent inspections, such a program should commence with an initial inspection of the installed rope after a certain break-in period. Subsequent inspections should then be performed at scheduled intervals. In particular, periodic EM inspections allow the documentation of a rope's deterioration over its entire service life.

Inspection of ropes that develop internal broken wires, especially non-rotating multi strand ropes

Under normal operating conditions, multi strand ropes that wind on a single layer drum pose a particularly difficult inspection problem. As pointed out previously, this type of rope usually fails from fatigue. Inter wire nicking and fatigue breaks occur internally, usually at the interface between the outer and second layer of strands. Fatigue breaks of wires occur without any visible indications, which makes visual inspections ineffective.

Since visual inspections are ineffective, a statutory life policy for rope retirement is usually adopted for multi strand ropes. This means that wire ropes are often discarded long before the

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

end of their useful service life, and, literally, tens of millions dollars' worth of expensive and perfectly good wire rope is discarded annually. At the same time, this wasteful and overcautious approach by no means assures wire rope safety.

Following some slightly twisty reasoning, it has even been suggested that non-rotating rope should not be used if cranes use single layer winding on a drum. According to this way of thinking, multi strand ropes should be used only when winding on multilayer drums. Then, broken wires on the surface of the rope caused by wear, scrubbing or pulling in from one layer to the next begin to develop. As this damage is visible and progresses faster than the accumulation of internal wire damage, these non-rotating ropes are usually replaced because of external damage,

3

long before they can fail due to internal fatigue.

In cases where internal broken wires are a problem, electromagnetic rope testing can offer a solution. There are, however, some details that must be considered.

Regulations usually require rope retirement when the number of broken wires per unit of rope

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

length (e.g., lay length or 10 times rope diameter) exceeds certain limits.

The discard numbers of wire breaks specified in retirement standards refer solely to external wire breaks. Appraising the condition of a wire rope with internal breaks is therefore left to the inspector. It would behoove him to discard a wire rope when the maximum total number of external and internal wire breaks per unit of rope length reaches the discard number specified in the standards.

On the other hand, the detailed detection and quantitative characterization of internal broken wires in ropes with many breaks and clusters of breaks pose problems. Difficulties are caused by the fact that, for electromagnetic wire rope inspections, the indication of a broken wire is influenced by a number of parameters like

- a) broken wire cross-sectional area,
- b) broken wire gap width, and
- c) the position of the broken wire within the cross-section of the rope.
- d) For clusters of broken wires, an additional problem is caused by the fact that the relative

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

position of broken wires with respect to each other along the length of the rope is not known.

For example, the gaps of broken wires could be aligned or staggered.

e) Finally and most importantly, broken wires with zero or tight gap widths are not detectable by

electromagnetic inspections because they do not produce a sufficient magnetic leakage flux.

Page 6



----- 7

Considering the above, only an estimate of the number of broken wires is possible.

Conventionally, the LF trace is used for the detection of broken wires. However, the LF

signal is not quantitative and cannot be used for estimating the number of internal broken wires

per unit of rope length.

Conversely, if many internal broken wires are present, the LMA trace will show rapid relatively small variations of cross-section. These variations are significant and can be used to

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

estimate the number of broken wires per unit of rope length. Note, however, that the averaging length or quantitative resolution of the instrumentation used must be sufficient to allow this quantitative defect characterization. Round robin tests have shown that only very few rope testers offer the superior performance and sufficient LMA resolution required for solving this rather difficult defect characterization problem. Most rope testers failed at this problem, some of

4

them miserably.

4

Example 1. Experimental multi strand rope inspection

This experimental inspection, performed with an LMA-175 rope tester from NDT Technologies, Inc., illustrates the use of EM wire rope inspections for the detection and quantitative characterization of internal broken wires and clusters of broken wires. The present experiment deals with the inspection of a torque balanced multi strand rope with no corrosion and

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

many broken wires. This rope has been used as a mine hoist rope on a trial basis and was known to contain numerous internal broken wires along its entire length. The present experiment has particular value because the rope was disassembled after the inspection, which allows a correlation between the estimate and the actual number of broken wires.

The task at hand was to determine the number of broken wires in 100 mm segments along the length the rope. The difficulty of this quantitative defect characterization problem was compounded by the fact that an undamaged rope section - usually the segment directly above the conveyance - was not available for comparison. Further, at the time, the correlation of the typical deterioration modes of this and similar ropes with their EM inspection results was generally not well understood.

A cross-sectional diagram of this multi strand rope is shown in Figure 5. As indicated in the figure, it is known that broken wires in multi strand ropes usually develop in the second layer at the interface between the first and the second layer of strands. In addition, from this and similar

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

ropes' service histories, it can be assumed that the rope under inspection has developed significant inter strand nicking together with numerous fatigue breaks of wires in the second layer of strands

The estimated number of broken wires per 100 mm of rope length, N , derived from the LMA trace, is shown on the top of Chart 9. Here, N_{max} denotes the maximum number of broken wires per 100 mm of rope length. Based on the operating history of this and similar ropes, a value of $N_{max} = 20$ can be estimated.

The rope was subsequently disassembled to determine the actual number of broken wires per unit of rope length. Broken wire estimates together with the actual number of broken wires along the length of the rope are shown in Figure 10. Considering the fact that the LMA trace not only indicates broken wires but also inter strand nicking, internal wear and other disturbances of the rope structure, there is a good correlation between the actual and estimated number of

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

internal broken wires. The correlation between actual and estimated number of broken wires up to a rope distance of about 4500 mm is very good. Beyond this distance, there is an offset, which is probably due to a distance measurement error during disassembly of the rope.

Page 7

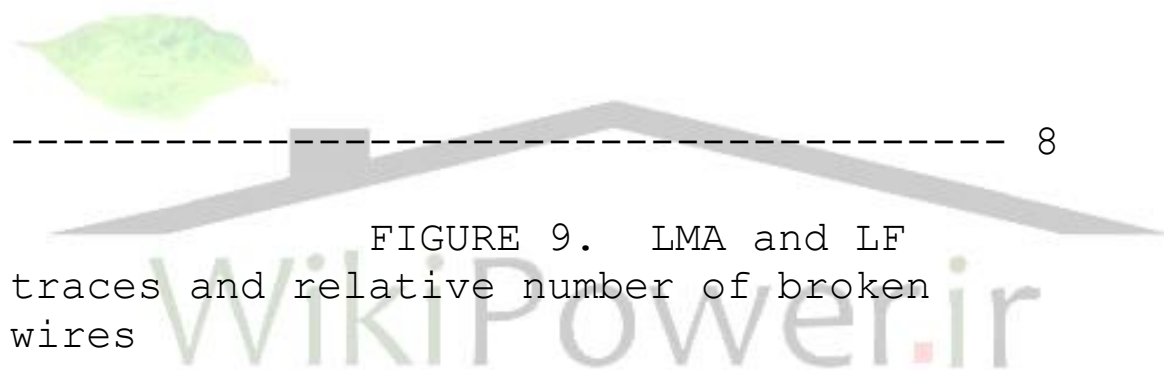


FIGURE 9. LMA and LF traces and relative number of broken wires

Distance (meter from

Relative

Number of Broken
Wires

wires at 100 mm
intervals

FIGURE 10. Broken

(smoothed

data, 3 sample
average)

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

Actual
Estimate

0

Distance on Rope
(mm)

A destructive break test of the rope showed a 30.2% loss of breaking strength. On the other hand, the second layer of strands of the rope (see Figure 5) represents about 30% of the total rope cross-sectional area. This leads to the hypothesis that, for this rope, the second layer of strands has lost all load-bearing capability.

The lack of sufficient information on the rope's operating history - and that of its predecessors - made this rope evaluation particularly difficult. Under normal circumstances, these details are known and must be considered when assessing the rope condition. Altogether,

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

this evaluation shows that a quantitative defect characterization for ropes with internal broken wires and clusters of broken wires is possible. The example illustrates the capabilities and limitations of EM wire rope inspection methods for this particular defect characterization problem.

----- 9

Note, however, that data interpretation can become routine as soon as the correlation between test results and the actual rope condition has been established for different rope categories.

Example 2. Inspection of IWRC (Independent Wire Rope Core) wire rope

FIGURE 11. Inspection chart of IWRC rope with severe core damage

LMA
Trace

LF
Trace

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

Figure 11 shows the results of an IWRC rope inspection (Figure 6). The chart recording indicates a severe breakup of the independent wire rope core. As previously discussed, this is strong evidence of heavy fluctuating tensile fatigue loading. Note that the LMA and LF traces show the typical patterns of broken and missing wires. The missing wire patterns even indicate that short pieces of broken IWRC wires might have fallen out of the rope. In addition, together with the findings of a visual inspection, the chart together with a visual inspection indicates severe corrosion, including corrosion pitting.

Inspection of ropes that spool on multi layer drums

As discussed above, winding-on-drum damage is usually external and can be detected by visual inspections. However, in spite of their conceptual simplicity, visual inspections are by no means easy and require a well qualified and experienced inspector.

Under all conditions, an electromagnetic inspection will greatly enhance the accuracy and

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

reliability of inspections. In addition, dependable inspection procedures, using combined visual and EM methods, can detect rope deterioration at its earliest stages. Therefore, wire rope users can employ them as an effective preventive maintenance tool. To illustrate, here are some practical examples.

1. The early detection of corrosion allows immediate corrective action through improved

lubrication.

2. Accelerating wear and inter strand nicking can indicate a need to reline sheaves to stop further

degradation.

3. Careful inspections can monitor the development of local damage at the crossover points of

the rope on a winch drum. This way, the operator can determine the optimum time for repositioning the rope on the drum.

Example 3. Winch rope inspection

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

This locked coil rope was mounted on a mobile winch for approximately 10 years after 3 months earlier use on a friction winder installation. Its cross-sectional diagram is shown as part of Figure 12. The rope showed clear evidence of external corrosion, variable along the test length. Using retirement criteria that are appropriate for visual inspections, this rope would have been rejected for further use. Due to its service history the rope was not believed to contain any internal local defects.



Examination after dismantling. After dismantling, the rope showed severe corrosion on the outer layer and also significant corrosion on the second layer. The third layer showed less corrosion, and from the fourth layer onward the rope appeared undamaged, because lubricants were still present. No local defects were found.

FIGURE 12. Chart of winch rope inspection

Distance (meter)

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

LF

LM

Typical Winding-on-

Drum

Findings of electromagnetic inspection. Figure 12 shows an EM inspection chart of this rope. The maximum measured LMA is 5.1% compared to the best section on the rope covered by the chart. Note that the most convenient calibration method for EM inspections is to attach a calibration wire with known cross-sectional area to the rope. In the present case a wire bundle that represents about a 1% increase in rope cross-section was taped to the rope and used for calibration. This is indicated in the chart of Figure 11.

The chart shows variable corrosion, corrosion pitting and, possibly, broken wires. As discussed previously, the slap of the rope at the crossover points can cause peening, martensitic embrittlement and/or wire plucking with the associated rope damage as the rope crosses over from layer to layer on a drum. The deterioration pattern indicated to the left of the chart is typical

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

for ropes that wind on a drum with the worst deterioration occurring at the crossover points as the rope slips from layer to layer while winding on a multilayer drum.

Example 6. Diving bell rope inspection

FIGURE 13.

Chart of diving bell hoist rope

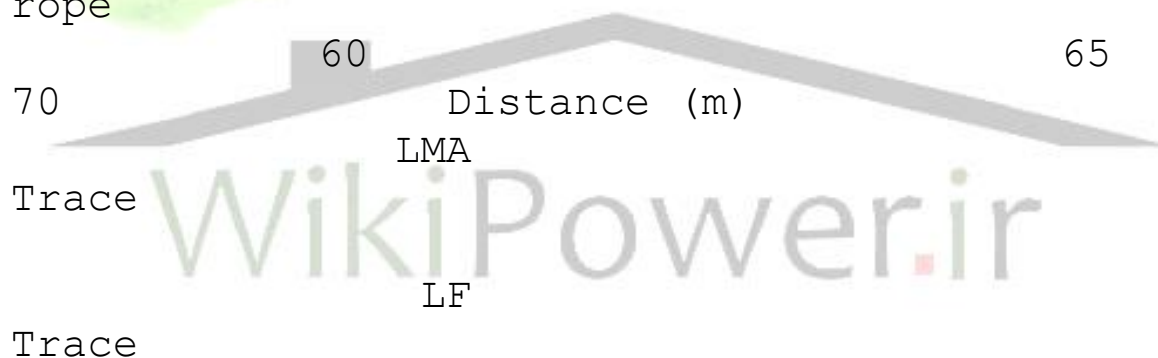


Figure 13 shows an EM inspection chart recording of a 30 mm die-formed multistrand diving bell hoist rope. When using non-rotating diving bell ropes, there are normally several layers of

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

rope on the drum. The slap of the rope as it crosses over from layer to layer on the drum can cause peening, martensitic embrittlement and/or wire plucking with the associated damage.

This rope shows periodic groups of broken wires at these cross-over points. This damage is visible. Usually, the external deterioration progresses faster than the internal wire fatigue damage that is typical for multi strand ropes. Therefore, many non-rotating ropes that are wound on drums are replaced because of external damage, long before they will fail due to internal wire fatigue. However, the possibility of internal fatigue damage should always be considered for these ropes.

The maximum LMA for the rope under test is 1%. The rope section shown is subjected to the full in-air weight as the bell is lowered and raised. On the basis of the EM inspection, a decision was made to cut and re-terminate the rope behind the first defect about 58 m from the diving bell.

Summary and
Conclusion

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

Combined with visual inspections, electromagnetic inspections can greatly increase the accuracy and reliability of crane rope examinations. This is especially true for ropes that develop internal broken wires such as torque balanced multi strand ropes and IWRC ropes. Combined visual and EM inspections can also be used as a powerful preventative maintenance tool. Altogether, the use of EM inspections promises improved crane safety. In addition, EM inspections are an effective preventative maintenance tool that promises considerable cost savings.

REFERENCES

1. Wire Rope Users Manual, Third Edition. Woodstock, MD: Wire Rope Technical Board (1993).
2. Verreet, R. "Wire rope damage due to bending fatigue and drum crushing," O.I.P.E.E.C. (International Organization for the Study of the Endurance of Wire Rope) Bulletin 85, June 2003, Reading (UK), ODN 0738, pp. 27-46.
3. Queensland Division of Workplace Health and Safety, "Non-rotating hoist wire ropes, multi

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

fall configurations, Health and Safety Alert," <http://www.whs.qld.gov.au/alerts/97-i-5.pdf>

4. Dohm, M. An evaluation of international and local magnetic rope testing instrument defect

detection capabilities and resolution, particularly in respect to low rotation, multilayer rope

constructions. Project Number GAP 503 and GAP 353. Johannesburg, South Africa: Safety in

Mines Research Advisory Committee (1999), pp. 36-59 (Download from

<http://www.simrac.co.za>, select "Reports" then "Machinery and Transportation Systems" then

Report "GAP 503"

5. Smith, D.T. and P. McCann. Evaluation of Instruments for the Non-Destructive Testing of

Wire Ropes. Report Number FE/02/07. Buxton, Derbyshire. UK: Health & Safety Laboratory

(2002)

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

فصل هشتم

تحقیق تسمه به زبان اصلی

WikiPower.ir

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

IDEAL[®]

Journal of Sound and Vibration (2001) 242(2), 277-293
doi:10.1006/jsvi.2000.3354, available online at
<http://www.idealibrary.com> on

COMPUTER SIMULATION OF THE DYNAMIC AND
VIBRATION RESPONSE OF A BELT DRIVE PULLEY

P. M. SINGRU

Department of Mechanical Engineering, Rajeev Gandhi
College of Engineering Research and Technology,
Chandrapur, MS 442402, India. E-mail:
pravinsingru@hotmail.com

AND

J. P. MODAK

Department of Mechanical Engineering and Dean Research
and Development,

Priyadarshini College of Engineering, Nagpur, MS, India
(Received 13 December 1999, and in final form 22 August 2000)

Torque transmitted from rim to the shaft through the arms of the pulley is analyzed in this paper. Dynamic and vibration response of the arm of the pulley of a belt drive is studied by transferring the system to equivalent spring, mass and damper system. The number of arms present in the load zone is assumed to take charge of the load zone angle equally as they appear in the load zone. Hence, the arms are subjected to stepped load wave. The arm is

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

considered as a tapered cantilever beam "xed at the hub and stepped loading at the rim end. Response of this equivalent system is studied by varying equivalent damping coefficient from 0 to 5. This investigation aims at getting a cursory idea of the maximum stress due to vibration.

The natural frequency of equivalent system is compared with that of tapered cantilever beam to check its accuracy.

2001 Academic Press

1. INTRODUCTION

Belts are used to transmit power between two parallel shafts.

A certain minimum distance must separate the shafts, which is dependent upon the type of belt used, in order to work most efficiently. Flat-belt drives are quiet and absorb more torsional vibrations from the system than either gears or V-belt [1].

Firbank [2] explains the theory of flat belt drives in the following way:

A change in belt tension due to friction forces between the belt and pulley will pass the belt to elongate or contract and move relative to the surface of the pulley.

This motion is caused by elastic creep and is associated with sliding friction as opposed to static friction. For the driving pulley, the belt first contacts the pulley with a tight-side tension (T_1) and the velocity v , which is the same as the surface velocity of pulley. At the end

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

of the elective arc, the belt leaves that pulley with a loose-side tension 1Q and a reduced velocity $<Q$.

The relation between 1R and 1Q is given by $^1R = ^1Q e^{f\alpha}$. (1)

0022-460X/01/170277#17 \$35.00/0
2001 Academic Press

278

P. M. SINGRU AND J. P. MODAK

Power transmitted is given by

$P = (^1R - ^1Q) v$. (2)

A flat-belt drive is designed by limiting the maximum tension 1R according to the permissible tensile stress specified for the belt material [1].

Pulley material is generally cast iron or cast steel. Pulleys with less than 100-mm diameter are like solid discs. Pulleys with diameter less than 600 mm, have four arms and for diameter more than 600 mm, have six arms. The cross-section of the arm is elliptical with the major axis equal to twice the minor axis. The cross-section of the arm is obtained by considering the arm as a cantilever, fixed at the hub and carrying a concentrated load at the rim end. The length of the cantilever is taken to be equal to the radius of the pulley. In the case of the driven pulley, it is assumed that, at any given time, the power is

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

transmitted from the hub to the rim, through half the total number of arms. The reason put forth, for this assumption, is that the rim is not sufficiently thick and so it cannot distribute the load amongst all the arms. This practice is followed in the design of pulleys of #at-belt drives [3]5]. Failure of the arm is not reported from the industry. Hence, the design is done till date on this assumption. Saraph et al. [6] presented a three-dimensional finite element stress analysis of a sheave and its experimental verification. But this analysis is also a verification of the same assumption.

Only static loading is considered in this work. So far, vibration response of an arm of the pulley of a belt drive has not yet been reported in the literature. This paper is the first attempt. Hence, this investigation aims at getting a cursory idea of the maximum stress due to vibration.

2. PROBLEM FORMULATION

The portion of the rim, in the active load zone, is subjected to non-linearly varying frictional force as per equation (1). Hence, the arms are subjected to varying load. But in design procedure, it is assumed that the torque transmitted is equally shared by about half the number of arms. The reason given for this assumption is that the rim is not sufficiently thick, so it cannot distribute the load among all the arms. By equation (1), it seems that this

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

assumption is unrealistic. Also, there is no generalized mathematical formulation correlating load variation of an arm as a function of its position, rim thickness, pulley diameter, number of arms, loading condition and rim material properties. Hence, it is impossible to predict the limit of thin rim assumption.

Modak et al. [7], stated that:

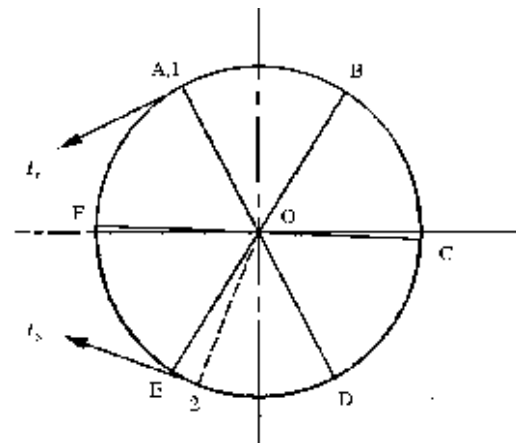
- (1) Increase in rim thickness may reduce the range of variation of the armload.
- (2) The arms outside the load zone must be contributing to the torque transmission.

The mechanism of torque transmission from the rim to the shaft through the arms of a driven pulley is also suggested in this work [7]. Three approaches are suggested to analyze this mechanism.

- (1) Equal distribution of load zone by the arms based on highly simplifying assumption.
- (2) Equilibrium of the rim portion in the load zone.
- (3) Finite element analysis of the pulley.

This paper deals with the analysis of the mechanism of torque transmission from the rim to the shaft through the arms of the pulley by the "rst approach, viz., equal distribution of the load zone by the arms.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



RESPONSE OF BELT DRIVE PULLEY ARM 279

2.1. EQUAL DISTRIBUTION OF THE LOAD ZONE BY THE ARMS

This is the "rst of the three above-stated approaches for analyzing the mechanism of torque transmission of a driven pulley of a belt drive. This approach is based on two assumptions.

- (1) The rim is thin, almost a lamina.
- (2) The number of arms present in the load zone takes change of the load zone angle equally as they appear in the load zone.

The driven pulley of a belt drive rotating clockwise is as shown in Figure 1. The arms of the pulley are designated as OA, OB, OC, OD, OE and OF. Arm OA is assumed to coincide with radial line O1 at any instant of time t_1 . At this instant, four arms OA, OB, OC and OD are in the load zone. Now when OD coincides with O2, at an instant t_2 , only three arms OA, OB and OC will remain in the load zone. Hence, during the time duration (t_1-t_2) , four arms are in the load zone. During further rotation of the pulley, arm OF

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

coincides with O1, at an instant t_1 . Hence, during the time $(t_1 - t_2)$, three arms are in the load zone.

Hence the arm, during its traversal in the load zone, is subjected to varying load.

2.2. TORQUE TRANSMITTED AND ARMLOAD

The belt tension in the active load zone, at an angle θ from line of symmetry O1, is given

$$T = T_1 e^{-\mu \theta} \quad (3)$$

Hence, the torque contributed by the portion of the load zone is given by

$$dQ = T_1 r (e^{-\mu \theta} - e^{-\mu (\theta + d\theta)}) \quad (4)$$

So, the torque transmitted by the rim to the shaft, through the arms of the pulley is given by:

Figure 1. Driven pulley of a belt drive.

280

P. M. SINGRU AND J. P. MODAK

(a) four arms in load zone

The armloads in load zone are as follows:

$$F = \frac{T_1}{r} \left(\frac{1 - e^{-\mu \theta}}{\mu} \right) \quad (18)$$

Equations (12) & (18) give the expressions for armloads while travelling in the load zone. The

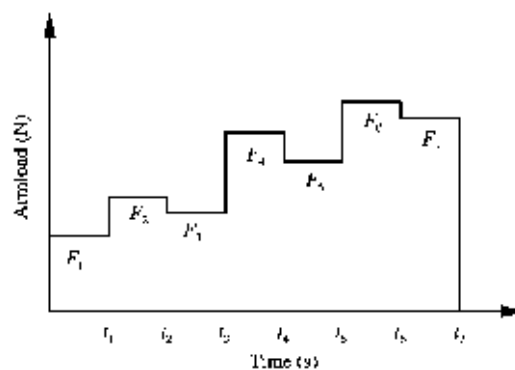
برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

graph for this arm load variation as a function of time is as shown in Figure 2 (by converting angle scale to time scale by the expression $t = \theta / \omega$).

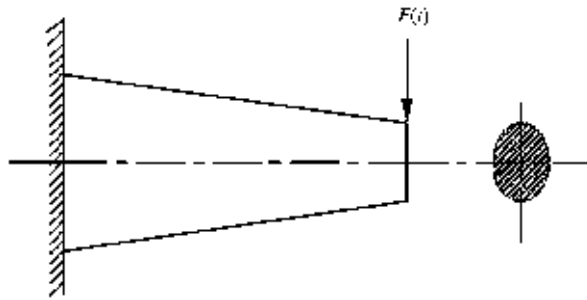
3. EQUIVALENT SPRING-MASS-DAMPER SYSTEM

The arm of a pulley is thus subjected to varying load as shown in Figure 2. This loading pattern is achieved subject to some assumptions as discussed in section 2.1. We want to find vibration response of the arm of the pulley subjected to this varying load. We also want to get a cursory idea of the maximum stress due to vibration. As a first attempt, we would like to make a few more assumptions.

1. The arm is considered as a cantilever beam fixed at the hub as shown in Figure 3.
2. The mass of the arm is assumed to be concentrated at the tip, i.e., at the rim of the pulley.
3. The damping present in the arm, called structural damping, is considered in terms of equivalent viscous damping.
4. The stiffness of cantilever at the tip is considered as equivalent spring stiffness.



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



RESPONSE OF BELT DRIVE PULLEY ARM 281

Figure 2. Variation of armload as a function of time.

Figure 3. Arm of a belt drive pulley.

3.1. EQUIVALENT MASS

The equivalent mass of the arm is given by [8]

$$MCO''(mrE)/l. \quad (19)$$

Here the mass of the rotating arm is transferred to its tip by equation (19).

3.2. EQUIVALENT SPRING STIFFNESS

For a cantilever beam subjected to a load at the tip [9], the stiffness is given by

$$KCO''3EI/l. \quad (20)$$

3.3. EQUATION OF ARMLOAD

The arm of the pulley is subjected to loading pattern $F(t)$ as shown in Figure 2. Here the pattern can be analyzed as a combination of step input followed by shifted step input [9].

This unit step function is defined as

$$u(t|tG)'' 1, t'tG, \quad (21)$$

$$0, t(tG, tG*0.$$

282

P. M. SINGRU AND J. P. MODAK

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

The equation for $F(t)$ is given by

$$F(t) = F_u(t) + (F_1 - F_2)u(t-t_1) + (F_2 - F_3)u(t-t_2) + (F_3 - F_4)u(t-t_3) + \dots + (F_{n-1} - F_n)u(t-t_{n-1}) + F_n u(t-t_n). \quad (22)$$

3.4. EQUIVALENT VISCOUS DAMPING

In this case, the structural damping inside the material of the beam can be modelled as equivalent viscous damping [9, 10]. Structural damping information is well compiled by Lazen [11]. But all the values of loss coefficients, with which we can find equivalent viscous damping, are valid for harmonic excitation. Our excitation, as given by equation (22), being different from harmonic excitation, it is difficult to calculate the exact value of structural damping. Hence, only equivalent viscous damping is assumed varying from 0 to 5. Higher values of equivalent viscous damping (>5) are considered for beams, because of the presence of high damping.

The equivalent viscous damping coefficient is hence given by

$$C_{CO} = MCO^2 L, \quad \text{i.e.,} \\ C_{CO} = MCO^2 L, \quad (23)$$

where

$$L = \left(\frac{KCO}{MCO} \right). \quad (24)$$

3.5. EQUATION OF MOTION OF EQUIVALENT SYSTEM

The equivalent spring, mass and damper system as shown in Figure 4, has the following governing differential equation of motion:

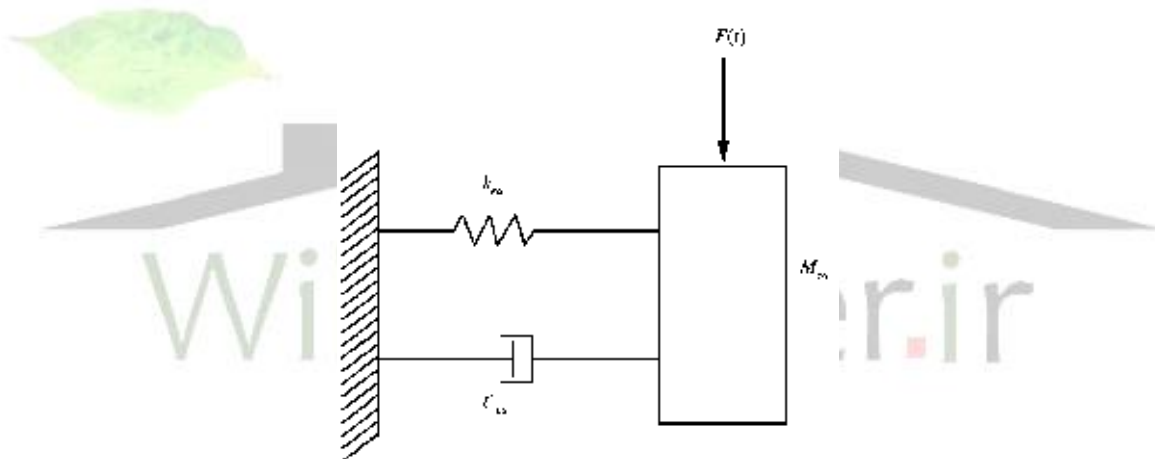
برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

$$MCO \frac{dx}{dt} + CCO \frac{dx}{dt} + KCO x = F(t). \quad (25)$$
 Substituting equations (19), (20), (22) into equation (25) and solving the differential equation (25) by Laplace transform method, with all initial conditions set to zero, we get

$$x(t) = \left(A e^{-\zeta \omega_n t} + B e^{-\zeta \omega_n t} \right) / MCO [F_u(t) + (F_u - F_u) u(t-t_0) + 2(F_u - F_u) u(t-t_0) + (F_u - F_u) u(t-t_0) + 2(F_u - F_u) u(t-t_0) + (F_u - F_u) u(t-t_0) + 2(F_u - F_u) u(t-t_0) + F_u u(t-t_0)], \quad (26)$$

where A and B are coefficients of partial fractions of equation,

$$1/(s^2 + CCOs/MCO + KCO/MCO) = 1/[(s - \zeta \omega_n)(s + \zeta \omega_n)] = A/(s - \zeta \omega_n) + B/(s + \zeta \omega_n) \quad (27)$$



RESPONSE OF BELT DRIVE PULLEY ARM 283

Figure 4. Equivalent spring, mass and damper system.

with

$$A = \left(\frac{C_s}{MCO} + \left(\frac{C_s}{MCO} \right)^2 + \frac{4KCO}{MCO} \right)^{-1/2},$$

$$B = \left(\frac{C_s}{MCO} - \left(\frac{C_s}{MCO} \right)^2 + \frac{4KCO}{MCO} \right)^{-1/2}. \quad (28)$$

A and B are calculated by writing a program for partial fractions. Substituting equation (28) into equation (26), we get the response of the system.

3.6. STRESS UNDER VIBRATION

The arm is subjected to varying load, hence it is subjected to stress under vibration. In

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

order to calculate the stress under vibration, we have to find out the maximum static stress given by

$$SQR = (F_l) / Z. \quad (29)$$

The equivalent dynamic force required for calculating the dynamic stress is given by

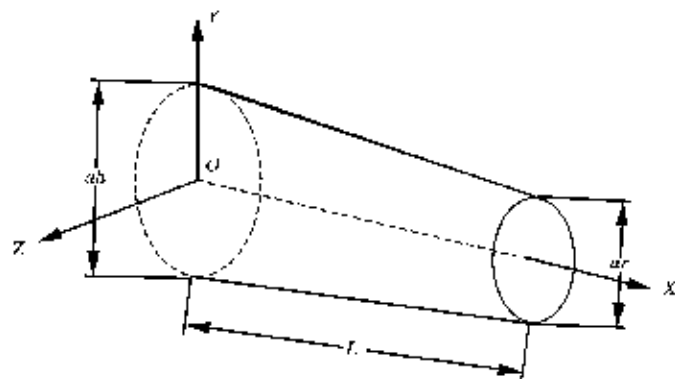
$$F_T = 3EI_y / l, \quad SBW = (F_T l) / Z. \quad (30, 31)$$

So the stress under vibration is given by

$$S_T = SBW / SQR. \quad (32)$$

3.7. NATURAL FREQUENCY

The arm of the pulley is assumed here as a tapered cantilever beam. In the present discussion, we have further assumed it to be an equivalent spring, mass and damper system. In order to check the accuracy of the equivalent spring, mass and damper system, we have to find the natural frequency of the tapered cantilever beam, for comparison [12] [17].



284

P. M. SINGRU AND J. P. MODAK

3.7.1. Equivalent spring, mass and damper system

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازمه

The natural frequency of the equivalent spring, mass and damper system is given by equation (24). If we substitute equations (19) and (20) into equation (24), we get

$$L''((3EI)/(MCOI_)). \quad (33)$$

3.7.2. Dunkerley's method

By Dunkerley's method for a massless cantilever, with equivalent mass at the tip of the cantilever, the natural frequency is given by [17]

$$L_{(2)}^2 4336EI/MCOI_ \quad (34)$$

3.7.3. Gains and Volterra theory

Gain's and Volterra [15] have developed tables to calculate natural frequencies of cones, truncated cones and wedges. Taking the line of centers of the cross-sections of the bar in the equilibrium position as the X-axis of Cartesian co-ordinate system $X>Z$, the Z -axis being in the direction of vibration (see Figure 5), if $A(x)$ denotes the area of cross-section, $r(x)$ the radius of gyration of a generic section about an axis through its center parallel to the Z -axis, y the transverse displacement of the center of the section, the equation of motion according to the Bernoulli-Euler theory is

$$A(x) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial x} [EA(x)r(x) \frac{\partial y(x, t)}{\partial x}]. \quad (35)$$

In this paper, the lower and upper bounds of natural frequencies along with average values are given [15]. A suitable value of the natural frequency as per our condition, i.e., for

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

a tapered cantilever beam with elliptical cross-section is given by

$$L_{(4)} = \frac{6240EIF}{AFI} \quad (36)$$

3.7.4. Gains and Volterra theory (with transverse shear and rotary inertia)

Lee [14] has considered the effect of transverse shear and rotary inertia, for the first time, to find the natural frequencies of a tapered cantilever beam.

This theory was used by Gains and Voltera [15] and with equation (35), created tables of natural frequencies for a tapered cantilever beam. The equation for natural frequency of a tapered cantilever beam with elliptical cross-section is given by

$$L_{(4)} = \frac{53826EIF}{AFI} \quad (37)$$

Figure 5. Tapered cantilever beam in X-Z Cartesian coordinate system

3.7.5. Rayleigh-Ritz method

It provides a means of obtaining a more accurate value for the fundamental frequency and it also gives approximations to the higher frequencies and mode shapes. In this method, a series of shape functions multiplied by constant coefficients is used [17]. The coefficients are adjusted by minimizing the frequency with respect to each of the coefficients, which results in n algebraic equations in __. The solution of these equations then gives the natural

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

frequencies and mode shapes of the system. The success of this system depends on the choice of shape functions that satisfy the geometric boundary conditions of the problem. Here the natural frequency is given by

(38)

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M}}$$

The natural frequency found by different methods by computer simulation is given in Table 2.

4. COMPUTER SIMULATION

Computer simulation for the system, shown in Figure 4, subject to excitation as shown in Figure 2, was performed for the following set of data. The design of belt drive was performed using the software CADOM [18-21].

The input data are
 Input power"21 kW
 Speed of driving pulley"750 r.p.m.
 Speed of driven pulley"250 r.p.m.

The software gave the following design specification of the belt drive and pulley.

Specification of the driven pulley

Material"ISC 30

Diameter"1247 mm

Diameter of shaft"63 mm

Diameter of hub"172 mm

Length of hub"94)5mm

Number of arms"6.

Cross-section of the arm is elliptical with a taper of 1 in 40.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

Arm specifications are

Length of the major axis at the hub"90 mm

Length of the minor axis at the hub"45 mm

Width of the rim"142 mm

Thickness of the rim"16)24 mm

Crown of the rim "1.42 mm

Angle of lap"3)33 rad"1903

286

P. M. SINGRU AND J. P. MODAK

TABLE 1

Uniform armload in specixed time interval

Sr.

Time interval (s) Uniform armload (N)

1

0)0)317 \

596)492

2

0)0317 > }0)04222 \

836)952

3

0)0422 > }0)0633 \

1393)698

4

0)633 > }0)0844 \

2069)264

5

0)0844 > }0)0950 \

2459)331

6

0)0950 > }0)1267 \

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

3883)699

7

0)1267 >

3883.699

TABLE 2

Natural frequency of equivalent spring, mass and damper system and tapered cantilever beam by diwerent theories
Theory

—

L

L (rad/s)

Equivalent spring, mass

 $3EI/MCOI_$

670

and damper system

Dunkerley's method

 $2)4336EI/MCO I_$

600

Gain and Voltera theory

 $4)6240EIF/ AFI_$

242)5

(with elementary beam equation)

[15, 16]

Gain and Voltera Theory

 $4)53826EIF/ AFI_$

240)2

(with transverse shear and rotary inertia) [15, 16]

Rayleigh}Ritz method [17] $(+x,2[K] +x,)/(+x,2[M] +x,)$ 257)5

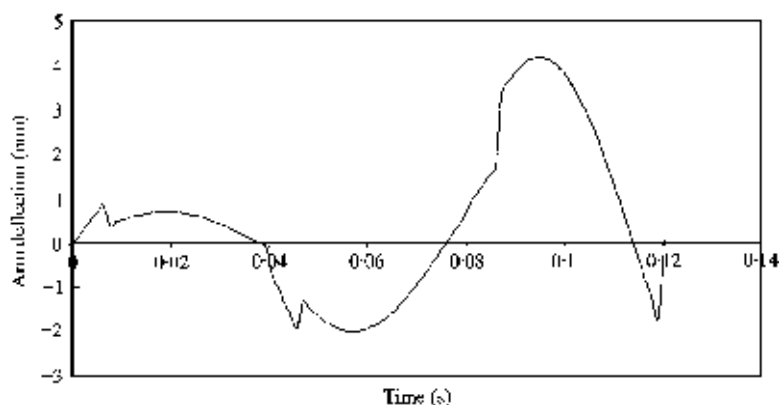
Length of the arm"529.28 mm

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

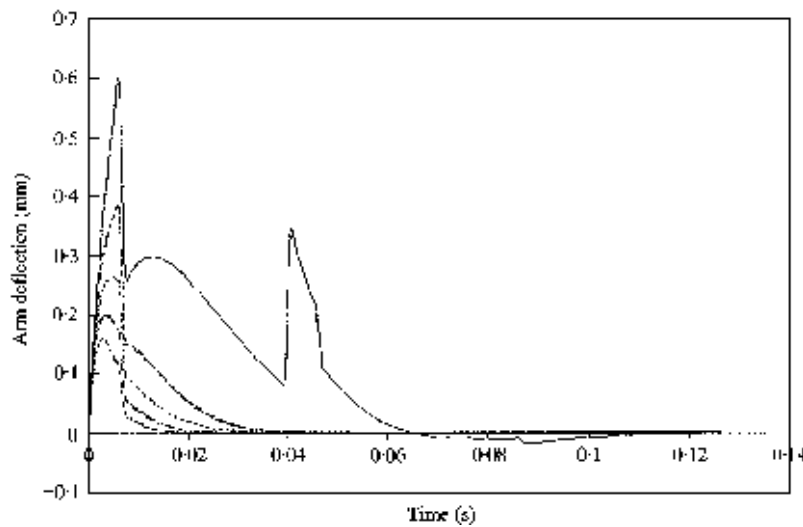
Volume of the arm"0)0011073037229 m₃
 Mass density of the material"7)2;10_ kg/m₃
 Distance of the centroid from the axis of rotation"0)3178 m
 Modulus of elasticity"9)1;10_ MPa
 Tension on slack side"1771)77 N
 Tension on tight side"4978)6678 N
 Average moment of inertia of the cross-section of
 arm"1)005;10\ m₄.
 Equivalent mass and equivalent sti!ness are calculated using
 equations (19) and (20) as
 Equivalent mass"4)117 kg
 Equivalent sti!ness"1)8494 N/m.
 Uniform arm loads viz., F₁, F₂,F₃ for the time zones (0!t₁),
 (t₁!t₂)2(t₂!t₃)
 calculated from equations (12)}(18) are as in Table 1.

5. RESULTS

The computer simulation of dynamic and vibration response of
 arm of driven pulley of
 the belt drive was performed by using turbo C/C## ver 3)0
 compiler [22]. Equation (26)



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



RESPONSE OF BELT DRIVE PULLEY ARM 287

Figure 6. Arm deflection as a function of time for free vibration of the arm: Arm deflection (damping coefficient = 0.05): ** , Arm deflection (free vibration).

Figure 7. Arm deflection as a function of time for damping coefficient = 0.05: **, x(t) for damping = 0.1; }, x(t) for damping = 0.2;) } }, x(t) for damping = 0.3;)) }); x(t) for damping = 0.4.

was simulated by varying time from 0 to 0.1267 s (i.e., time taken for the traversal of arm in active load zone of 1903) and viscous damping factor from 0 to 1 at one stage and 1.5 at the second stage. The arm deflections $x(t)$ versus time graphs are plotted on the software MS EXCEL [23]. Figure 6 shows the variation of $x(t)$ as a function of time for damping coefficient, 0 (free vibration). Figure 7 shows variation of $x(t)$ as a function of time for different values of damping coefficient, varying from 0 to 0.50 in steps of 0.1. Figure 8

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

$x(t)$ for; }) } } }, $x(t)$ for; }) } }, $x(t)$.

Figure 9. Arm deflection as a function of time for damping coefficient 0.05, $x(t)$ for damping 0.1, $x(t)$ for damping 0.2, $x(t)$ for damping 0.3, $x(t)$ for damping 0.4, $x(t)$ for damping 0.5.

6. DISCUSSION OF RESULTS

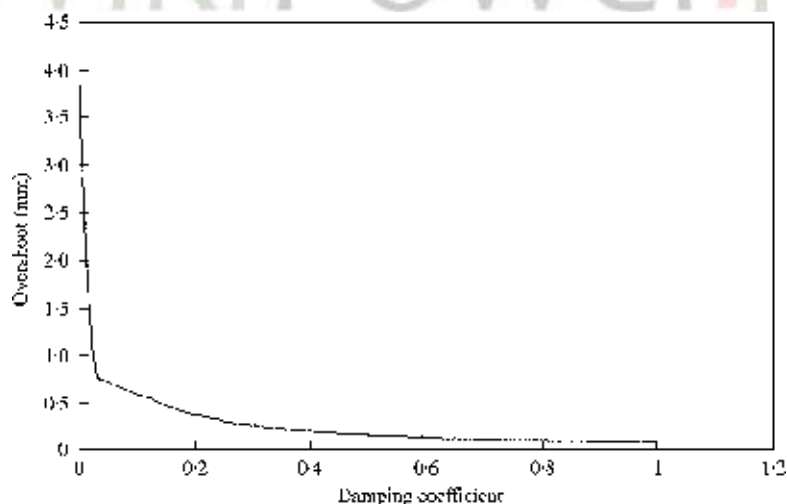
6.1. OBSERVATIONS REGARDING THE VIBRATION RESPONSE OF THE EQUIVALENT SPRING, MASS AND DAMPER SYSTEM

The following observations can be made from Figures 6-13.

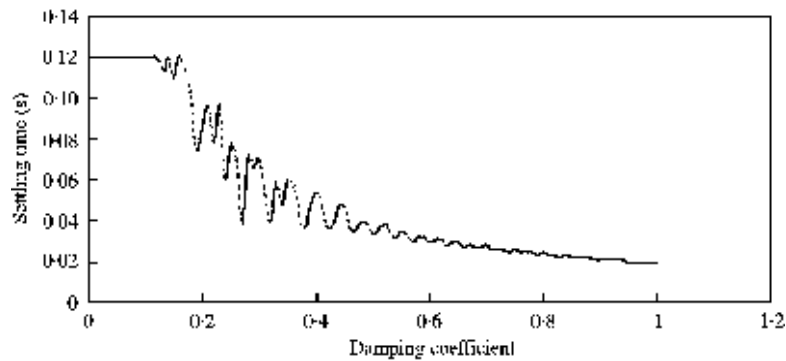
(1) From Figure 6, for $\zeta = 0$, the response is highly oscillatory and the settling time is large.

Stress under vibration is tensile.

(2) From Figures 7 and 8, for $\zeta = 0.1$, the response is highly oscillatory in the lower range and sluggish in the higher range ($\zeta = 0.8$). The overshoot, settling time and peak



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



RESPONSE OF BELT DRIVE PULLEY ARM 289

Figure 10. Overshoot as a function of damping coefficient [24].

Figure 11. Settling time as a function of damping coefficient [24].

time values go on decreasing as damping increases. For very small damping, i.e.,

(0)14, higher harmonics get excited. After '0)14, only the principal harmonic is

excited. The stress under vibration is compressive and increasing with .

(3) For "1)0, the response is sluggish and the overshoot and settling time is very small.

(4) From the plot of settling time versus , it is observed that for a small change in , there is

a large change in settling time. Hence, there are dotted segments in these characteristics

[24].

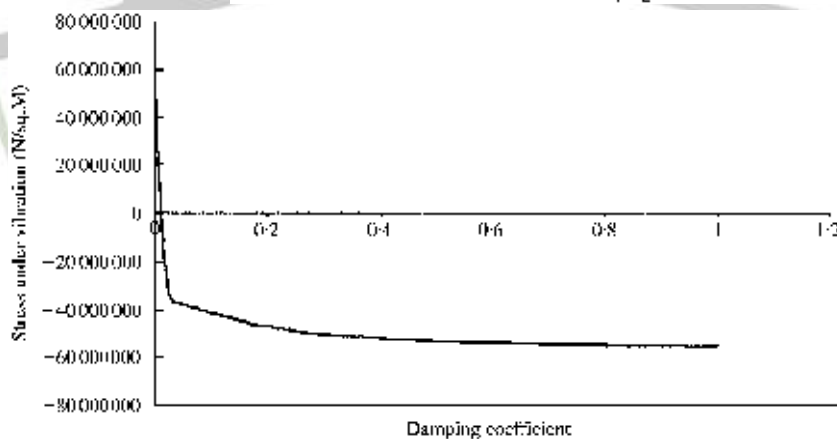
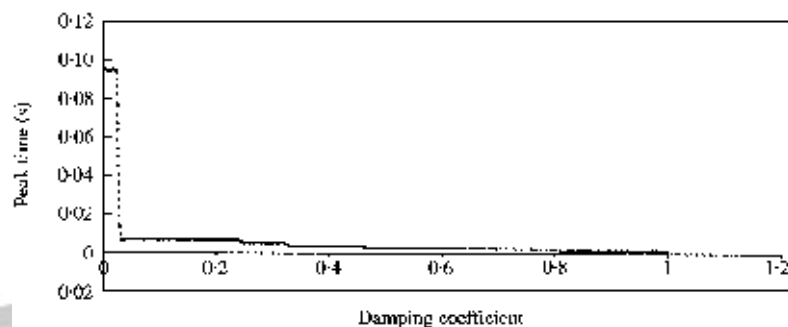
(5) For '0)14, the system settles very quickly with only the principal harmonic getting

excited. This type of step loading hence behaves like the Posicast control system [24].

This type of loading with step input followed by delayed step input allows the system to

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

settle quickly. Conversely, the arm belt drive pulley, with a very high damping factor, is not subjected to large oscillations in practice. So the failure of the arms is not reported from the industry. So our oversimplifying assumption of reducing the arm to an equivalent spring, mass, damper system gives us a cursory idea of the dynamic response of arm of the belt drive pulley.



290

P. M. SINGRU AND J. P. MODAK

Figure 12. Peak time as a function of damping coefficient.

Figure 13. Stress under vibration as a function of damping coefficient.

(6) From Figure 9, for $\zeta = 0.5$, the nature of response is almost the same, with the

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

system becoming more sluggish as damping increases. This range of is considered keeping in view the high values of structural damping being observed in beams.

6.2. OBSERVATIONS REGARDING ACCURACY OF EQUIVALENT SPRING, MASS AND DAMPER SYSTEM FROM THE TABLE OF NATURAL FREQUENCIES

(1) From Table 2 it is observed that the natural frequency of equivalent spring, mass and damper system is very high as compared to the last three methods. The reason for this higher value is associated with our oversimplifying assumptions of,

1. The rim as a lamina,
2. The distributed mass of the system being assumed to be concentrated at the tip of the beam.
3. The stiffness of the beam considered on the basis of deflection at the tip.

(2) In Dunkerley's method, the cantilever is assumed as massless and the mass is assumed to be concentrated at its tip. Hence, the natural frequency comes out to be higher.

RESPONSE OF BELT DRIVE PULLEY ARM 291

(3) In the Gains and Voltera theory, natural frequency, using elementary beam theory, is smaller than the equivalent spring, mass and damper system. This is because it

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

considers the mass and stiffness of the whole system to be distributed.

(4) In the Gains and Voltera theory, rotary inertia and transverse shear are considered to calculate the natural frequency. Hence, this approach gives a lesser and more correct value of natural frequency.

(5) In the Rayleigh-Ritz method, natural frequency is calculated by assuming a suitable shape function. Using CSA/NASTRAN and FEMAP, finite element software, natural frequency of the system is calculated [25, 26] In this software, the arm model is

created, discretized using a tetrahedron element, material parameters and boundary conditions are supplied. Using the Rayleigh-Ritz method, the program calculates the natural frequency. This value is slightly higher than that calculated using (3) and (4), because the tetrahedron element is stiffer.

So far, the vibration response of the arms of pulleys in a belt drive has not yet been reported in the literature. This paper is the first attempt. Hence, this investigation aims at getting a cursory idea of the maximum stress under vibration.

Obviously, under the present oversimplifying assumption, only that cursory idea is obtained.

From Table 2, it is hence observed that the equivalent spring, mass and damper system considered in this paper is

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

a crude approximation. This problem will be analyzed using the second and third approach mentioned in the problem formulation. Experimental verification of these results will be done in future work.

REFERENCES

1. J. E. SHIGLEY and L. D. MITCHELL 1983 Mechanical Engineering Design. Japan: McGraw-Hill Book Company.
2. T. C. FINBANK 1972 American Society of Mechanical Engineers, paper no. 72-P1G-21. Mechanics of -at belt drive.
3. L. M. VALADIMIN and J. B. HARTMAN 1983 Machine Design. Delhi: CBS Publisher.
4. E. W. STANTON 1965 Machine Design. Mumbai, India: D. B. Taraporwala Sons and Co. Pvt. Ltd.
5. L. S. MARK 1950 Mechanical Engineers Handbook. New York: McGraw-Hill Book Co. Inc.
6. M. SARAPH, A. MIDHA and J. C. WAMBOLD 1983 Transactions of American Society of Mechanical Engineers, Journal of Mechanism, Transmission and Automation in Design 105, 400-406. Stress analysis of mechanical sheaves and pulleys.
7. J. P. MODAK, et al. 1991 Eighth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Prague, Czechoslovakia, 87-90. Load variation of the arm of the belt drive pulleys.
8. E. KREYSZIG 1983 Advanced Engineering Mathematics. New Delhi: Wiley Eastern Limited.
9. L. MEIROVITCH 1975 Elements of Vibration Analysis. New York: McGraw-Hill Book Co.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

10. L. MEIROVITCH 1967 Analytical Method in Vibration. New York: Macmillan Company.
11. B. J. LAZAN 1968 Damping of Materials and Members in Structural Mechanics. Oxford: Pergamon Press.
12. R. P. GOEL 1976 Journal of Sound and Vibration 47,1}7. Transverse vibration of tapered beams.
13. R. P. GOEL 1976 Transactions of American Society of Mechanical Engineers, Journal of Applied Mechanics 44, 821}822. Vibration of beam carrying concentrated mass.
14. H. C. LEE 1963 Transactions of American Society of Mechanical Engineers, Journal of Applied Mechanics 30, 176}179. A generalized minimum principle and its application to the vibration of a wedge with rotary inertia and shear.
15. J. H. GAINS and E. VOLTERA 1966 The Journal of the Acoustical Society of America 39, 674}679. Transverse vibration of cantilever bars of variable cross sections.
16. J. S. RAO 1986 Advanced Theory of Vibration. New Dehi, India. Wiley Eastern Publication.
17. W. T. THOMSON 1988 Theory of Vibration with Applications. Delhi: CBS Publishers.
18. P. M. SINGRU et al. 1997 Proceedings of National Seminar on Emerging Trends in Design Engineering, Organized by Institution of Engineers (I), M. N. R. Engineering College, Allahabad India, 126}136. Computer aided design of mechanical systems.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

P. M. SINGRU AND J. P. MODAK

19. P. M. SINGRU et al. 1998 Proceedings of National Conference on Intelligent Manufacturing Systems 2A Technology Watch, Coimbatore Institute of Technology, Coimbatore, India, D1.1}D1.8. Computer aided design of mechanical systems (CADOMS) ver. 3.0.

20. P. M. SINGRU Manual of CADOM (unpublished).

21. P. M. SINGRU and A. ALIAS 2000 Proceedings of International Conference on Intelligent Flexible Autonomous Manufacturing System Towards Rapid Design Exploration and Optimization, Coimbatore Institute of Technology, Coimbatore, India. Computer aided design of machines.

22. Turbo C ver. 3.0 Reference Manual.

23. MS office 97 Reference Manual.

24. K. OGATA 1986 Modern Control Systems. New Delhi, India: Prentice-Hall of India Pvt. Ltd.

25. CSA/NAS 1RAN ver.97 Reference Manual.

26. FEMAP ver.5 Reference Manual.

APPENDIX A: NOMENCLATURE

T tension in the belt at any instant in the load zone of the belt

T_R tension on tight side, N

T_Q tension on loose side, N

μ coefficient of friction (for belt}pulley surface)

θ angle of lap or contact, rad

P power transmitted, W

θ_1 angle of lap in the active load zone, rad

R radius of the pulley, mm

t_1, t_2, t_3, t_4 time instances of positions of arms in the load zones,

S

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

G active angle of the lap at any instant of time t , rad

—,

—,

—,

— angles equal to (

/4), (

/2), (3

/4) and (

), rad

—,2,

— respectively, N

T_0 torque transmitted by portion of the load zone (0!

G) from 01 to any

instantaneous arm position at an angle of

G

F_1, F_2, F_3, F_4 uniform arm load in the load zone from (0!

—), (

respectively, N

F_1, F_2, F_3 uniform arm load in the load zone from (0!

—), (

—)

respectively, N

ω circular frequency of the rotating pulley, rad/s

L natural frequency of the arm of the pulley, rad/s

m mass of the arm of the pulley, kg

r_E distance of centroid of the mass of the arm from "xed end,

m

l length of the arm, m

M_{CO} equivalent mass of the arm, kg

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

KCO equivalent sti!ness of the arm, N/m
 I average moment of inertia of both end cross-sections, m⁴
 E modulus of elasticity of the material of the arm of pulley, N/m²
 $F(t)$ arm load at any instant of time t , N
 $u(t|tG)$ shifted step function
CCO equivalent viscous damping coe\$cient
 $x(t)$ displacement of the equivalent mass, m
 A, B coe\$icients of partial fraction of equation (25)
 α, β , roots of quadratic equation (26)
 γ viscous damping factor
SQR static stress in the arm, N/m²
 F maximum arm load, N
 Z section modulus of the arm (of average c.s.), m³
SBW dynamic stress, N/m²
 F_v equivalent dynamic force, N
 $ST@$ stress under vibration, N/m²
 $v<Q$ velocity of the belt on slack side, m/s
 $v<R$ velocity of the belt on tight side, m/s

RESPONSE OF BELT DRIVE PULLEY ARM 293

I_H moment of inertia of arm at the hub, m⁴
 A_H cross-sectional area of the hub, m²
 \mathbf{x} , displacement vector
 \mathbf{x}^T , transpose of displacement vector
 $[K]$ sti!ness matrix
 $[M]$ mass matrix
 ρ mass density of the material, kg/m³
 $A(x)$ area of cross-section, m²
 $r(x)$ radius of gyration of a generic section about an axis through its center parallel to

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

the Z-axis, m
y transverse displacement of the center of the section, m



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت **ویکی پاور** مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

فصل نهم



تحقیق زنجیره زبان اصلی

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



Application	Simple transmission chain drive
Failure mode	Rubbing wear on the face of the side plates, the end of the side plates and the pin end.
Diagnosis	The chain has been rubbing against some fixed point on the circuit. From the wear pattern it seems likely that the chain has worn a groove in the fixture, probably initiated by the harder pin ends.
Solution	Realign the chain drive before the damage to the chain becomes too serious and the chain has to be scrapped.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



Application	Chain drive used on a barrelling machine.
Failure mode	Corrosion.
Diagnosis	This chain has been used in an environment with water contamination. The chain has not been regularly lubricated and external parts have been gradually corroded until the rollers seized. The chain has then proceeded to wear heavily on the rollers.
Solution	Protect from water if possible. Increase degree of maintenance lubrication.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



Application	Chain drive used on a trench tiling machine
Failure mode	Cracking of outer plate.
Diagnosis	Due to high impulsive loading, a crack started at the edge of the plate hole and crack propagation occurred, resulting in a "classic" fatigue failure.
Solution	Eliminate high impulsive loading or select larger pitch chain.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



Application	Simple transmission chain drive
Failure mode	Corrosion and Erosion
Diagnosis	The chain has been subjected to a large amount of chemical attack running in 75% water and 25% caustic solution. Corrosion was causing the joints to become stiff.
Solution	Install Renold Hydro-Service chain

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



Application	Special 2 1/2" ANSI simple chain used for conveying in a mine.
Failure mode	No. 58 pin suffered a fatigue failure.
Diagnosis	The joint was extremely dry and showed no signs of lubrication. The joint showed heavy galling with the presence of surface corrosion products. Subsequent investigation revealed that the chain had been running in water, but more significantly that the user had opened out the holes of the no. 58 joint to make assembly easier. This caused the fatigue failure experienced.
Solution	Provide a better lead in the pin to enable the user to assemble more easily. Reconsider lubrication regime.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



Application	1.25" BS zinc plated chain used in a water environment.
Failure mode	Bushes fractured on assembly.
Diagnosis	Customer supplied zinc plated bushes for assembly. When assembled the bushes broke into several fragments due to hydrogen embrittlement as they had not been de-embrittled after plating.
Solution	Ensure correct de-embrittlement treatment is carried out immediately after plating.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



Application	Tilt tray sorter chain used in the baggage handling area of a major airport.
Failure mode	Chain pins and bi-planar block show scoring and heavy red deposit indicating fretting corrosion.
Diagnosis	Fretting corrosion caused by marginal lubrication, where the lubricant present is insufficient to prevent the asperities on each component rubbing together.
Solution	Every pin should be removed and all traces of abrasive red oxide removed. The chain should then be operated in an improved lubrication engine.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



Application	Hollow pin (step pin) used in a high rise escalator.
Failure mode	The pin pressure faces have suffered from severe galling where the surfaces have articulated and fused together.
Diagnosis	The very high pressures experienced by these high rise escalators have led to squeeze-out and failure of the lubricant allowing the surfaces to touch and gall when the chain articulated.
Solution	Use high quality, high pressure lubricants and ensure that the lubricant regime is such that the film of lubricant is constantly maintained between the surfaces.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



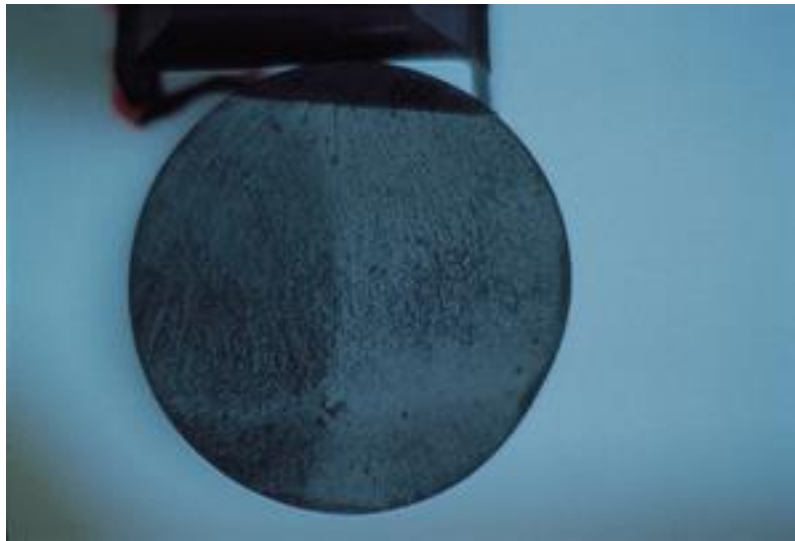
Application	1" Pitch BS duplex chain driving a flywheel on a 400 Tonne press
Failure mode	Excessive wear. Chain jumping teeth causing tooth rounding.
Diagnosis	Examination of the chain showed no lubrication had been applied in the six months service life. The loads involved require a minimum of oil sump lubrication. In addition to this the centre distance was higher than recommended and the sprockets were out of line.
Solution	Improve the lubrication method. Consider hardening the driver teeth. Correct the drive alignment.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



Application	0.5" Pitch BS 20 tooth sprocket
Failure mode	Material cracking below teeth.
Diagnosis	Customer had flame hardened the teeth incorrectly. Due to the differential rate of cooling resulting from the sprocket section, cracking occurred.
Solution	Sprockets to be supplied with teeth already flame hardened by Renold.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



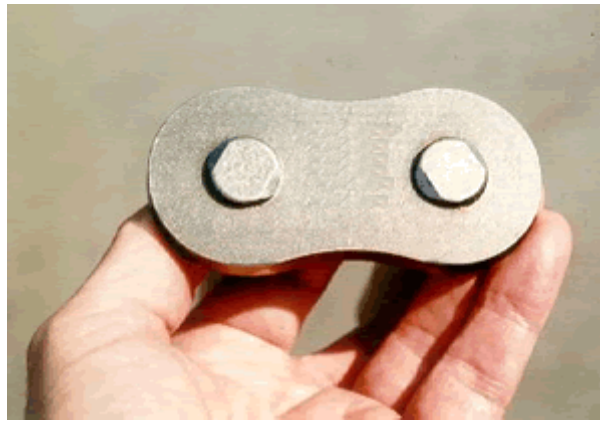
Application	Extended pin fitted to chain to carry an outboard roller.
Failure mode	Sudden shock overload has caused the pin to fail.
Diagnosis	The extended pin has failed due to overload or shock loading. The failure has initiated at the corner of the flat on the pin. The "river markings" flowing away from the crack initial point can be clearly seen.
Solution	Determine the reason for the shock / overload and either remove the cause or re-design the pin to carry the load.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



Application	Large pitch transmission chain used in a wet environment.
Failure mode	Heavy pitting corrosion
Diagnosis	The chain had been operating in a wet environment and the external grease coating had been removed. This resulted in pitting corrosion of the plates and bush.
Solution	Maintain lubrication and external protective coating to the chain.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



Application	Transmission chain
Failure mode	Pins turned
Diagnosis	Customer supplied chain for diagnosis when found to be lifting. The bushes showed evidence of galling and pins turned.
Solution	Chain overloaded consider larger pitch chain and improve lubrication policy.

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

Application	1.5" Pitch BS duplex chain.
Failure mode	Pin bearing areas worn. Note position of intermediate plates is clearly visible.
Diagnosis	Over a long period of time the pins have gradually worn until the chain elongation has reached 2%.
Solution	Monitor chain extension regularly.



برای دریافت فایل Word پروژه به سایت **ویکی پاور** مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم



WikiPower.ir

برای دریافت فایل Word پروژه به سایت ویکی پاور مراجعه کنید. فاقد آرم سایت و به همراه فونت های لازم

Application	Sprockets fitted at the end of a conveyor
Failure mode	Severe hooking wear of the sprocket teeth has been compounded with a second phase of hooked wear.
Diagnosis	The original chain and sprockets have followed normal wear patterns with hooked wear of the sprocket teeth and pitch elongation of the chain. A new chain has then been fitted to the old wheels which have a worn tooth incompatible with the pitch of the new chain. The result is severe secondary wear of the sprocket teeth and probably very rapid chain pitch extension.
Solution	Always check the condition of the existing sprocket teeth before fitting a new chain to any system. In this case the sprockets must be renewed and the chain checked for damage.