

靜動壓軸承跑合測試台建置

摘要

本報告針對靜動壓軸承跑合測試台建置進行介紹。該測試台的建置包含兩個目的，其一為驗證軸承程式模型的正確性，另一個目的為幫助評估該軸承應用於 TRC 渦輪的適用性。於本測試台，YASKAWA A1000 變頻驅動器將用來控制 ITRI 65kW 馬達。該變頻器的輸出頻率為 0 Hz 至 1067 Hz，換算馬達轉速為 0 rpm 至 32,000 rpm。

前言

為幫助確認軸承程式的計算結果及驗證軸承應用於 TRC 渦輪的適用性，規劃一靜動壓軸承跑合測試發電機如圖1。該測試發電機的軸承系統主要由兩組靜動壓軸承(EOBN 05-50)與一組傳統滾子軸承(NSK S7007)所構成，其中，軸承座(Bearing Housing)固定於發電機兩側，軸殼則安置於軸承座內，軸殼備有兩軸封座，可安裝迷宮軸封(GMN Type M)。發電機採用 30kW 的永磁同步發電機，工作設計轉速為 15,000rpm。

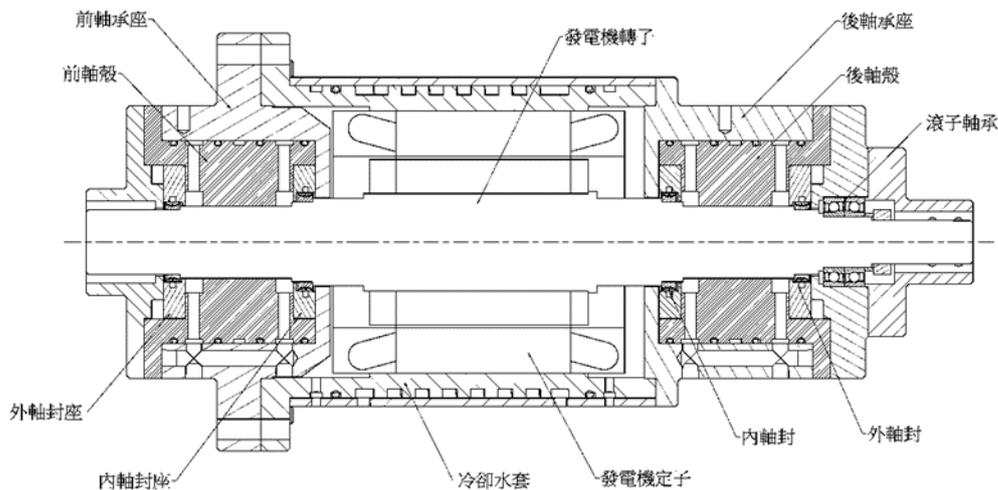


圖1、靜動壓軸承跑合測試發電機

該測試台的建置包含兩個目的，其一為驗證軸承程式模型的正確性，另一個目的為幫助評估該軸承應用於 TRC 渦輪的適用性。測試項目包含：(1)軸承於 3,000rpm 及 15,000rpm 兩種

工作條件下的偏心、偏擺、溫度、與姿態角，(2)供油系統的供油壓力與溫度之穩定性。第二階段(FY110)是軸承的加載測試(有安裝轉子及定子)，以外接馬達的方式驅動跑合測試發電機進行測試。同時，發電機後端同時連接負載測試器(Load bank)，以進行15,000rpm的發電測試驗證。為記錄轉子偏擺量，訊號擷取系統初步規劃共採用3個渦電流感測器，包含1個用於紀錄偏擺相位的 Key phaser，2個用於紀錄偏擺軌跡(ORBIT)的 Proximitors。透過將訊號回傳至訊號擷取主機進行整合，即可換算高速運轉下，軸承偏擺的位移軌跡及相位。此外，全頻譜分析技術(Full Spectrum Analysis)將用來輔助分析轉子-軸承系統的轉子動力(Rotor dynamics)特性，如：「臨界速度 (Critical Speeds)」、「動態穩定性 (Dynamic Stability)」與「不平衡響應 (Unbalance Response)」...等。

靜動壓軸承原理

渦輪發電機的軸承系統，一般由兩組軸頸軸承(Journal Bearing)與一組止推軸承(Thrust Bearing)所構成，其中，又以軸頸軸承較為重要，其功用是用來支撐來自於渦輪發電機轉子的自身重量與轉動不平衡之徑向力(Radial Force)。好的軸頸軸承設計，可確保渦輪軸於極端且不斷變化的負載條件下仍能長時間穩定運轉。

面滑動軸頸軸承(Plain Cylindrical Bearing, PCB)於渦輪機械的應用已有近一個世紀的歷史，其幾何構形參考如圖2所示。由於 PCB 的構造簡單，製作容易，早已廣泛被應用，並已成為工業標準(ANSI/API Standard 612)。然而，其先天上的兩大特性缺陷，「低軸承剛性」與「無法調控」，卻大幅限制了於 TRC 渦輪發電機上的適用性。

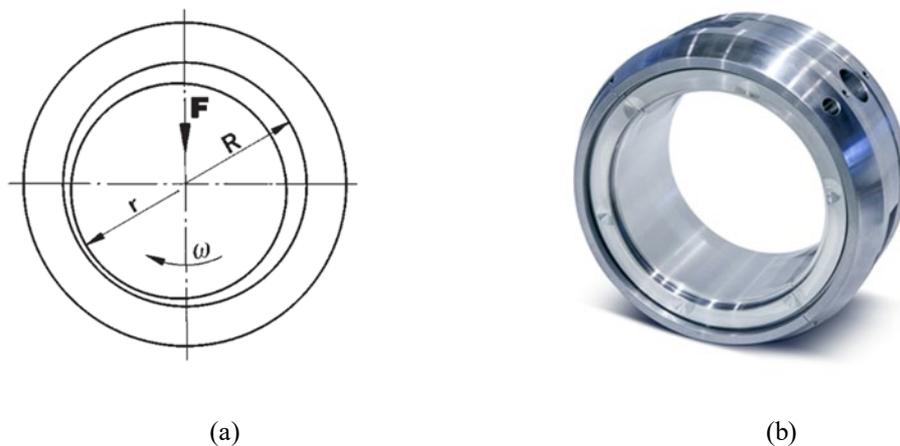


圖2、(a)結構示意圖、(b)市售產品 (OMEGA RENK)

為克服 PCB 的缺陷，本分項計畫將研究重心放在一種高剛性的靜動壓軸承（液靜壓軸承考量流體動壓效應），軸承構形參考如圖3所示。靜動壓軸承藉由供壓幫浦將高壓流體強制注入四個有蓄壓功能的靜壓油腔(Hydrostatic Pocket)，以形成有相當厚度之流膜，並搭配毛細管節流器(Capillary Restrictor)技術調節油腔壓力，進而改善 PCB 的工作特性。圖4為軸承的運作示意圖，簡言之，當軸承受一外力負荷，造成下封油面間隙減少時，透過節流器的影響，其油腔內的壓力反而向上補償，軸承承載力因此增加。由此可知，節流器對於油腔壓力的補償能力將決定軸承的作動剛性。

相較於常見的軸承技術，靜動壓軸承同時擁有「流膜軸承」、「滾子軸承」、與「磁浮軸承」三種軸承之優點，在工程實務上極具其應用價值。優點包含：流膜軸承的高溫度穩定性（較少的熱變形）、低摩擦係數（無滯滑效應）、高阻尼性（較佳的抑振能力）、與高耐久性（較長的維護週期）；滾子軸承的高負載效率（較小的體積）與高剛性（較高的穩定性）；磁浮軸承的可控制性（較高的適應性）。另外，靜動壓軸承理論上適用任何黏度的流體，亦即可使用 TRC 的工作流體-冷媒，以避免發電系統遭受潤滑油污染。

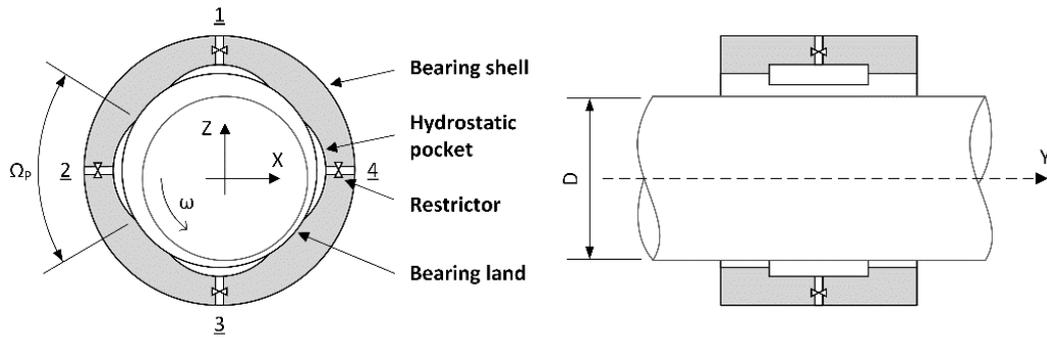


圖3、靜動壓軸承主要結構示意圖

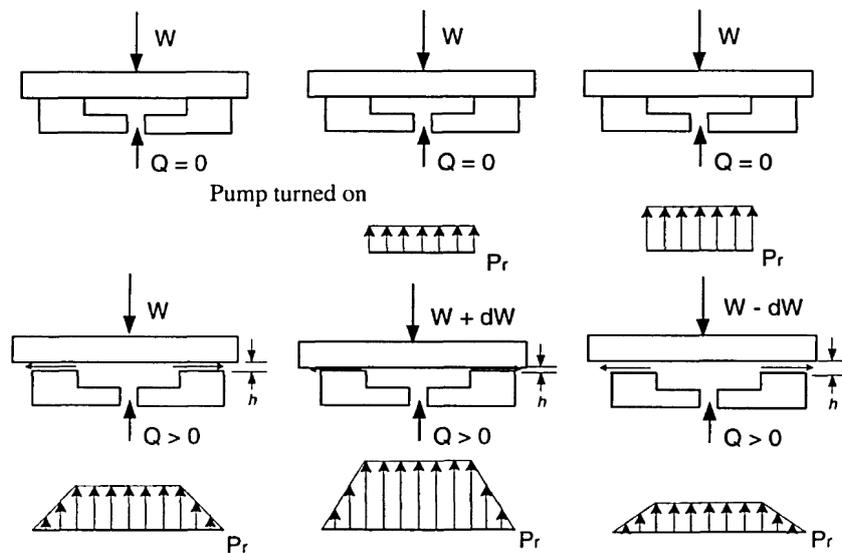


圖4、液靜壓軸承的運作原理 [Bassani and Piccigallo, 1998]

軸承規格與分析

本分項計畫針對發展中的 TRC 渦輪設計一靜動壓軸承，規格如表1所示，主要設計參數包含：軸承內徑50mm，軸承間隙0.075mm，油品黏度 ISO VG32，供油壓力5MPa，供油溫度50°C，軸承轉速15,000rpm，軸承偏心率0.0015mm。將設計參數輸入本計畫自主開發之軸承設計輔助計算程式，可得軸承承載力為0.159kN，偏位角44.4°，剛性83kN/mm，流量5.0L/min，摩擦功耗2.49kW，出口油溫74°C。

表2、EOBN 05-50 軸承規格

Specification:	Nominal bearing diameter	D	=	50 mm
	Effective bearing width	B	=	50 mm
	Number of lubricant pockets	Z _P	=	4 -
	Angular span of lubricant pocket	Ω _P	=	45 °
	Relative width of the pocket	B _P	=	0.375 -
	Relative bearing clearance	Ψ	=	2.94 ‰
	Mean relative bearing clearance by ISO 12129-1	Ψ _{ISO}	=	3.15 ‰
	Radial clearance	C _R	=	0.075 mm
	Shaft deviations by ISO 12129-1 (basic hole system)	es	=	-0.136 mm
		ei	=	-0.147 mm
	Lubricant viscosity grade by ISO 3448	VG	=	32 -
	Lubricant supply pressure	P _s	=	5.0 MPa
	Lubricant supply temperature	T _{en}	=	50 °C
	Reference pressure ratio	ζ	=	0.5 -
	Eccentricity	e	=	0.0015 mm
	Rotational speed of rotor	N	=	15,000 min ⁻¹
Results:	Bearing Number	S	=	0.104 -
	Circumferential speed of journal	U _J	=	39.3 m/s
	Reference resistance of restrictor	R _{r0}	=	120 GNs/m ⁵
	Radial bearing load	F _r	=	0.159 kN
	Specific radial bearing load	\bar{P}_r	=	0.0637 MPa
	Journal attitude angle (related to direction of load)	β	=	44.4 °
	Minimum lubricant film thickness	h _{r,min}	=	0.074 mm
	Maximum lubricant film pressure	p _{r,max}	=	2.55 MPa
	Maximum lubricant film velocity	v _{r,max}	=	26 m/s
	Frictional power	P _{f,r}	=	2.49 kW
	Pumping power	P _{Pu}	=	0.416 kW
	Lubricant flow rate	Q _r	=	5.0 l/min
	Lubricant temperature at exit	T _{r,ex}	=	73.9 °C
	Lubricant film stiffness coefficients	c _{xx}	=	83 kN/mm
		c _{xy}	=	80.9 kN/mm
		c _{yx}	=	-80.9 kN/mm
		c _{yy}	=	82.6 kN/mm

The terms and definitions follow ISO 4378-4...5 and DIN 31657.

圖5~圖10為該軸承於不同轉速與供壓下的作動特性模擬結果，包含：軸承承載力(Load capacity) (圖5)、軸承剛性(Stiffness) (圖6)、軸承流量(Flow rate) (圖7)、軸承能損(Power loss) (圖8)、出口溫度(Outlet temperature) (圖9)、及供油供耗(Pumping power) (圖10)。針對這些結果進行進一步分析，可幫助歸納出以下重點：

軸承承載力(Load capacity)

- 承載力隨轉速增加而提升。
- 最大偏心率隨轉速增加而減少。(動壓效應過大，將導致程式無法找到合理的腔壓解)
- 承載力隨供油壓力增加而提升。
- 承載力隨偏心率增加而提升。
- 於偏心率 <0.6 的情況，承載力隨偏心率變化接近線性。

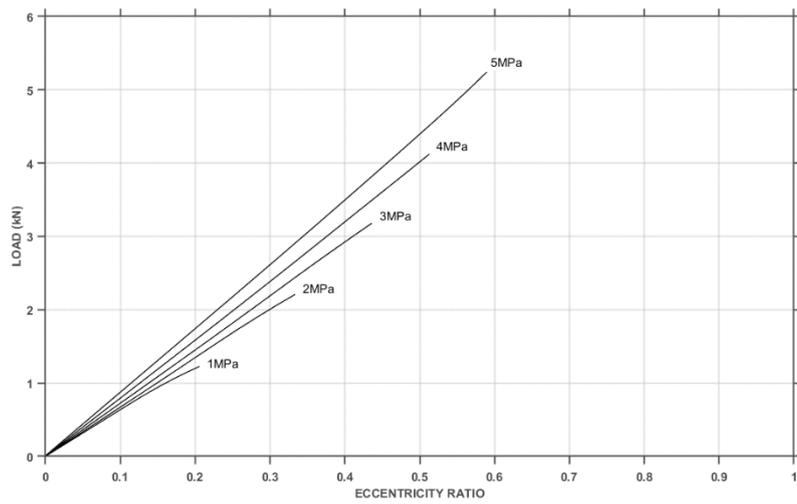
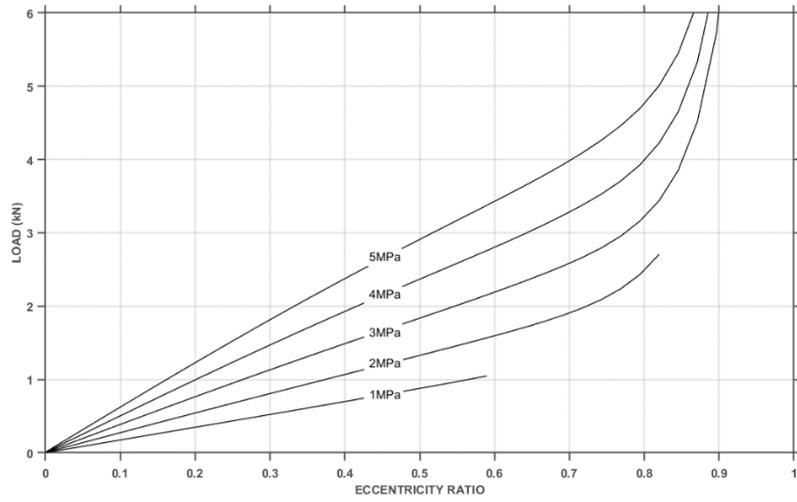


圖 5、不同轉速與供壓條件下，軸承承載力隨偏心的變化
(上圖為 3,000 rpm、下圖為 15,000rpm)

軸承剛性(Stiffness)

- 低偏心下，剛性隨轉速增加的幅度不明顯
- 剛性隨供壓增加而提升。
- 於低轉速情況，供壓越小，其對應最小剛性的偏心位置越不明顯。
- 於低轉速情況，對應最小剛性的偏心位置，一般隨供壓增加而增加。
- 於低轉速情況，最大剛性發生於最大偏心。
- 於高轉速情況，對應最大剛性的偏心位置，隨供壓增加而增加。

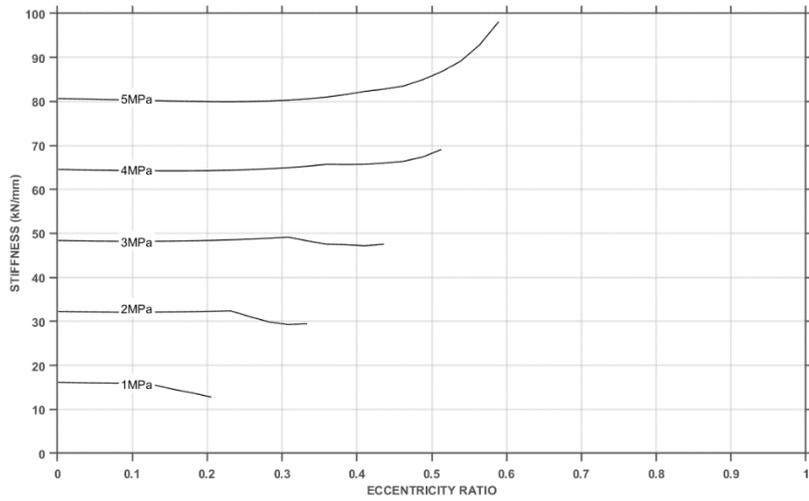
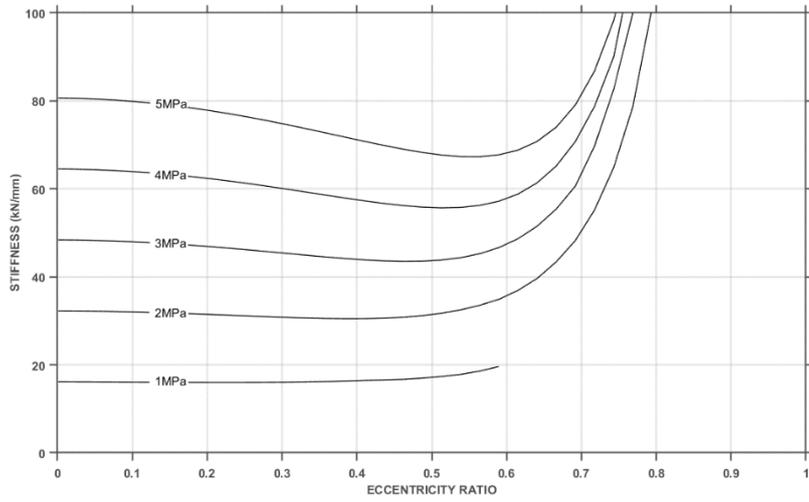


圖 6、不同轉速與供壓條件下，軸承剛性隨偏心的變化
(上圖為 3,000 rpm、下圖為 15,000rpm)

軸承流量(Flow rate)

- 流率隨轉速變化不明顯。
- 流率與供壓接近一正比的關係。
- 大部分情況，流率隨偏心的變化不明顯。
- 最大流率發生於大偏心的情況。

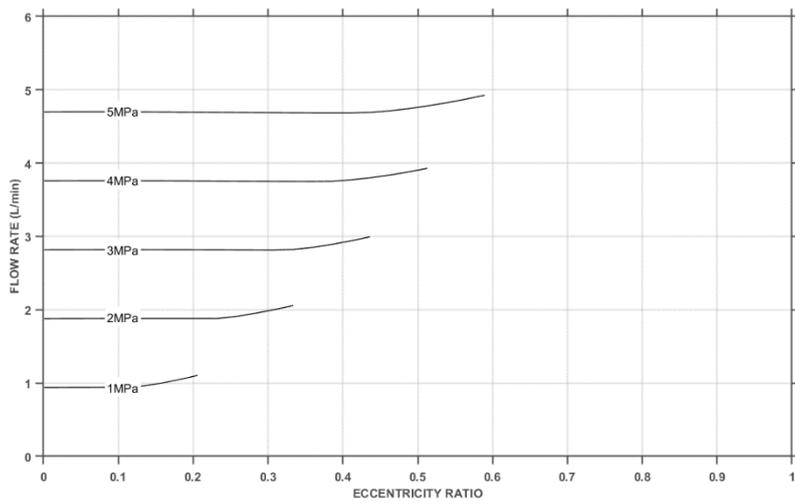
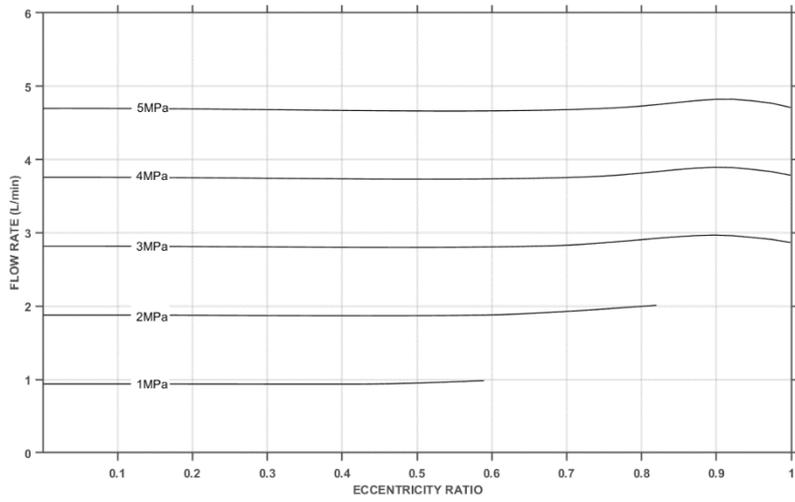


圖 7、不同轉速與供壓條件下，軸承流量隨偏心的變化
(上圖為 3,000 rpm、下圖為 15,000rpm)

軸承能損(Power loss)

- 能損隨轉速增加而明顯上升。
- 能損與供壓無關。
- 能損隨偏心增加而上升。
- 最大能損發生於最大偏心。

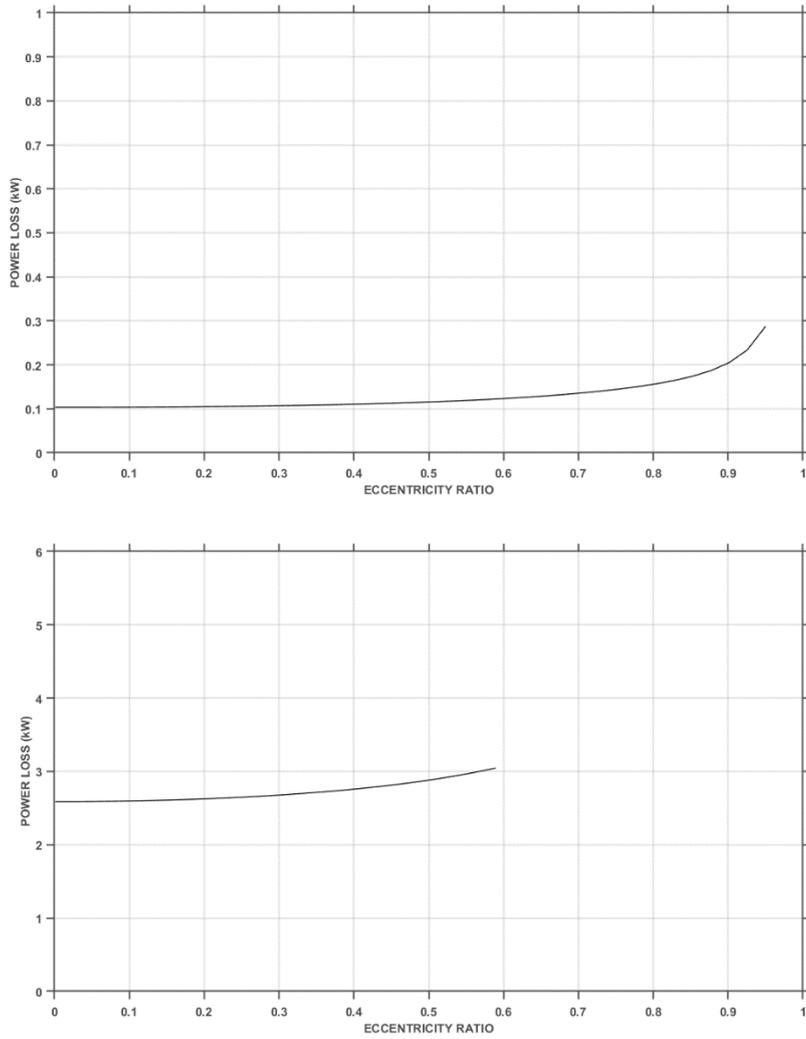


圖 8、不同轉速與供壓條件下，軸承能損隨偏心的變化
(上圖為 3,000rpm、下圖為 15,000rpm)

出口溫度(Outlet temperature)

- 出口油溫隨轉速增加而明顯上升。
- 於低轉速情況，由於能損接近供油功耗，故出口油溫受供油功耗的影響明顯，於供壓 3MPa 時有一最低值。
- 於低轉速情況，出口油溫隨偏心增加而上升。
- 於高轉速情況，由於能損遠大於供油功耗，故出口油溫受供油功耗的影響不明顯，其隨供壓增加(流量增加)而降低。
- 於高轉速情況，供壓越高，出口油溫隨偏心變化越不明顯。

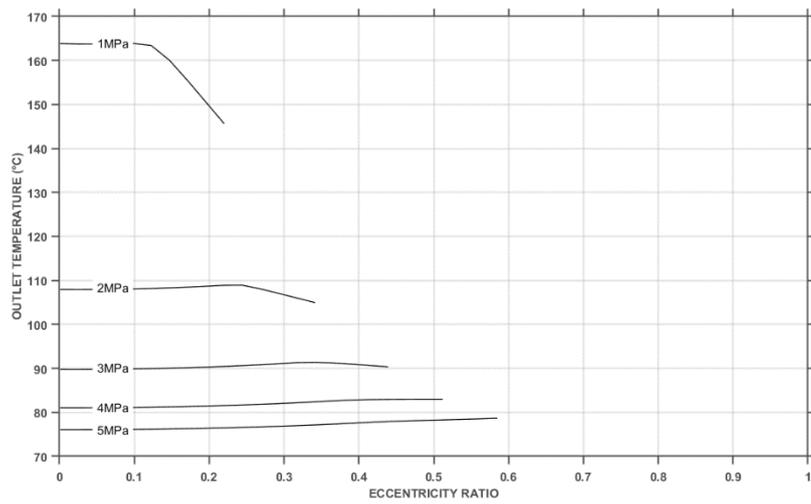
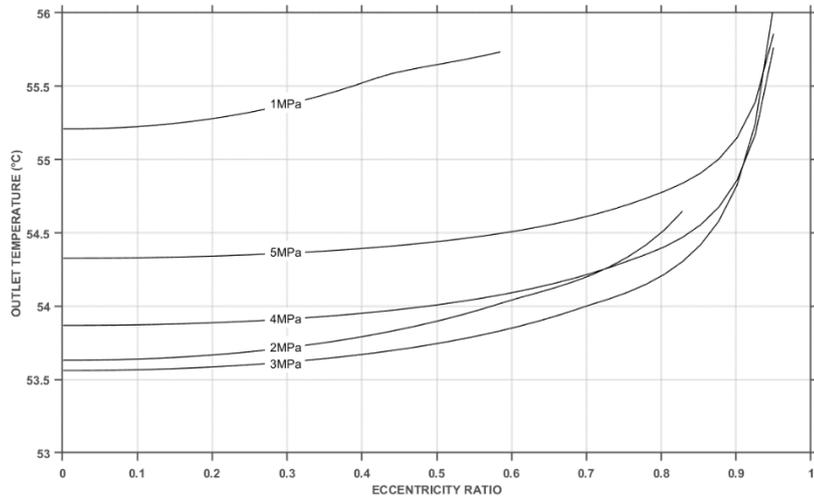


圖 9、不同轉速與供壓條件下，軸承出口溫度隨偏心的變化
(上圖為 3,000rpm、下圖為 15,000rpm)

供油供耗(Pumping power)

- 供油功耗隨供壓增加而上升。
- 供油功耗隨轉速增加而些微上升。
- 供油功耗隨偏心變化不明顯。

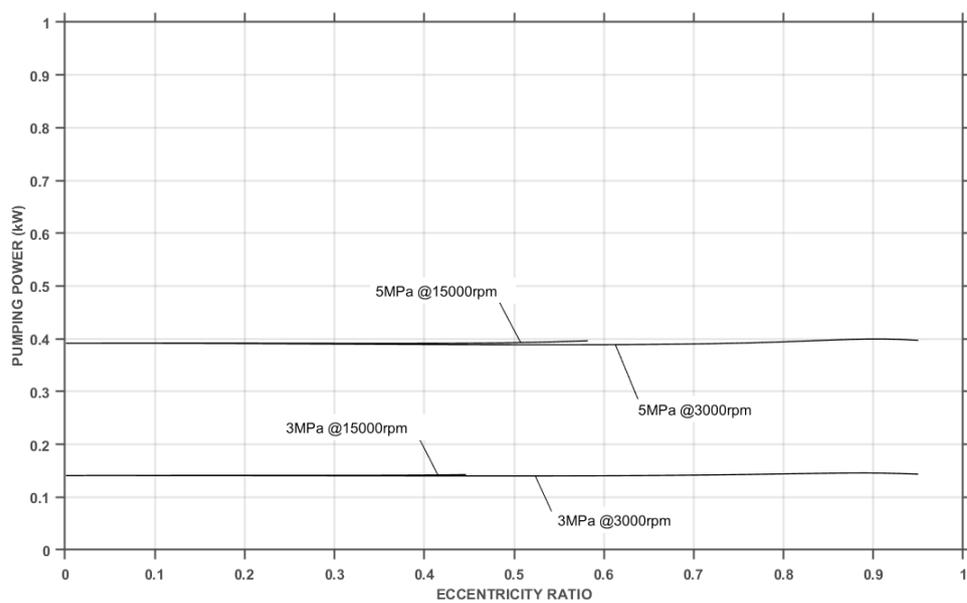


圖10、不同轉速與供壓條件下，供油功耗隨偏心的變化

測試台系統配置

軸承跑合測試台的系統配置參考如圖11，組裝與設定之相關細節分別說明如下：

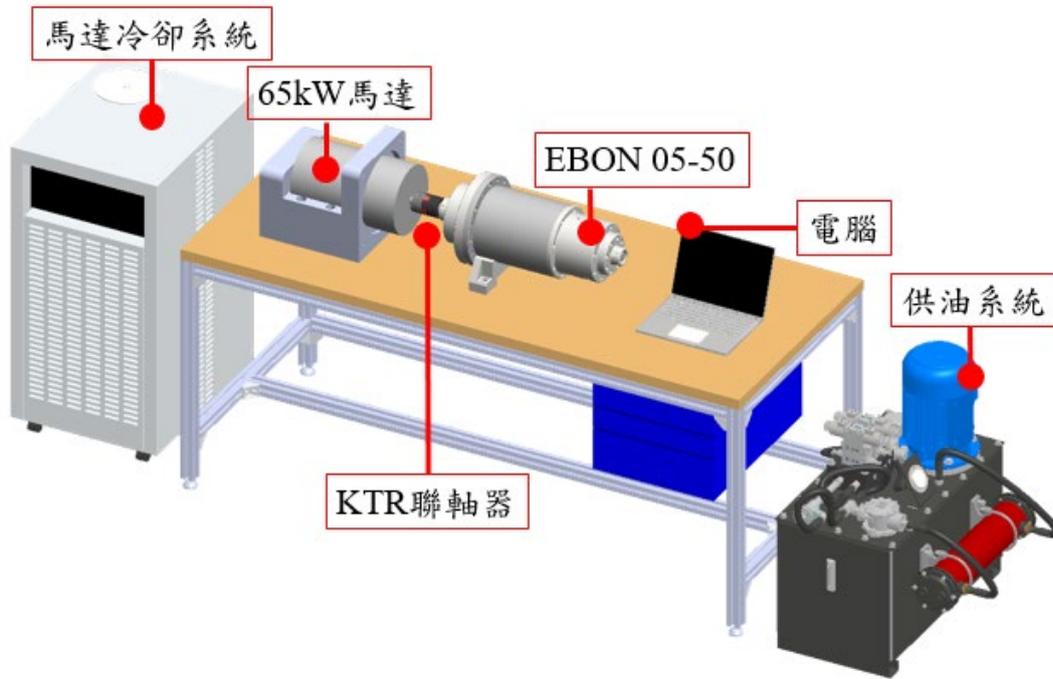


圖 11、軸承跑合測試台示意圖

圖12為已安裝完成的EOBN 05-50前軸承組，包含前軸承座(Front Bearing Housing)、軸殼(Shell)、前軸封座(Front Sealing Housing)、後軸封座(Back Sealing Housing)、前軸封(Front Sealing)、後軸封(Back Sealing)、及調壓用的毛細管節流器(Capillary Restrictor)。

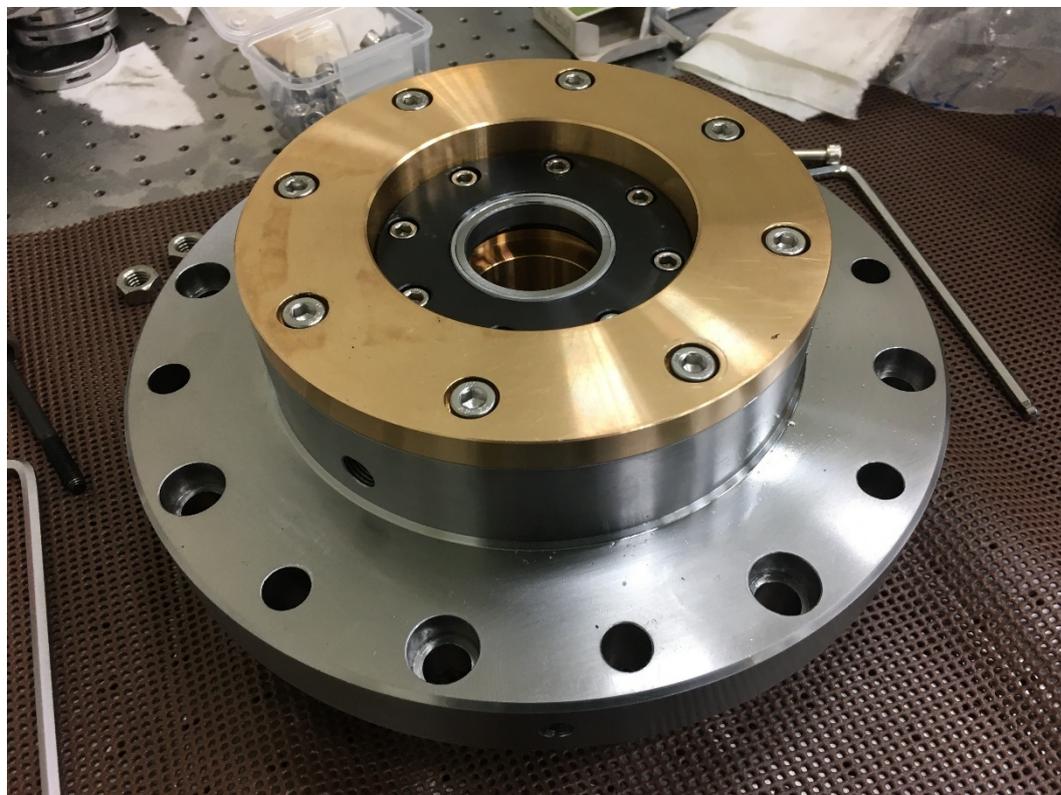


圖12、EOBN 05-50前軸承組，包含軸承座(下方大環的銀色件)、軸殼(上方黃銅色件)、軸封座(軸殼內的黑色件)、GMN軸封(軸封座內的銀色件)。毛細管節流器已安裝於軸殼內。

軸承組裝步驟

1. 使用乾淨的擦拭布清潔所有組件，得視情況使用去光水清潔。(圖13)
2. 將軸封裝入軸封座內。
3. 將軸封座鎖入軸殼，並藉由25um間隙片輔助置中。(圖14)
4. 四個節流器上好止洩帶(或止洩膠)後，再將其裝入軸殼。
5. 將軸殼套上O型環，並塗抹少許潤滑油，以便安裝。
6. 藉由螺條或螺絲逐步將軸殼逼入軸承座內。逼入過程要隨時確認軸殼無明顯偏斜，以避免傷及軸殼與軸承座的接合面。(圖15)

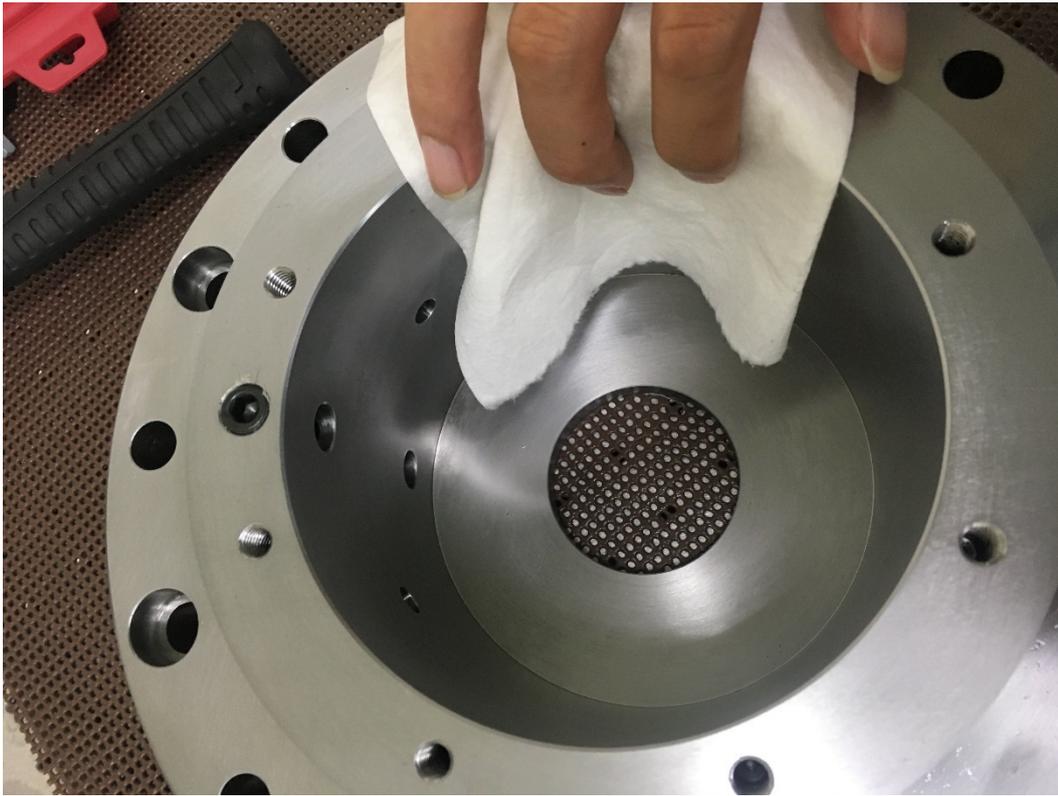


圖13、進行軸承組裝前，先去除所有組件上的髒汙，並確認是否有加工瑕疵所產生之毛邊。

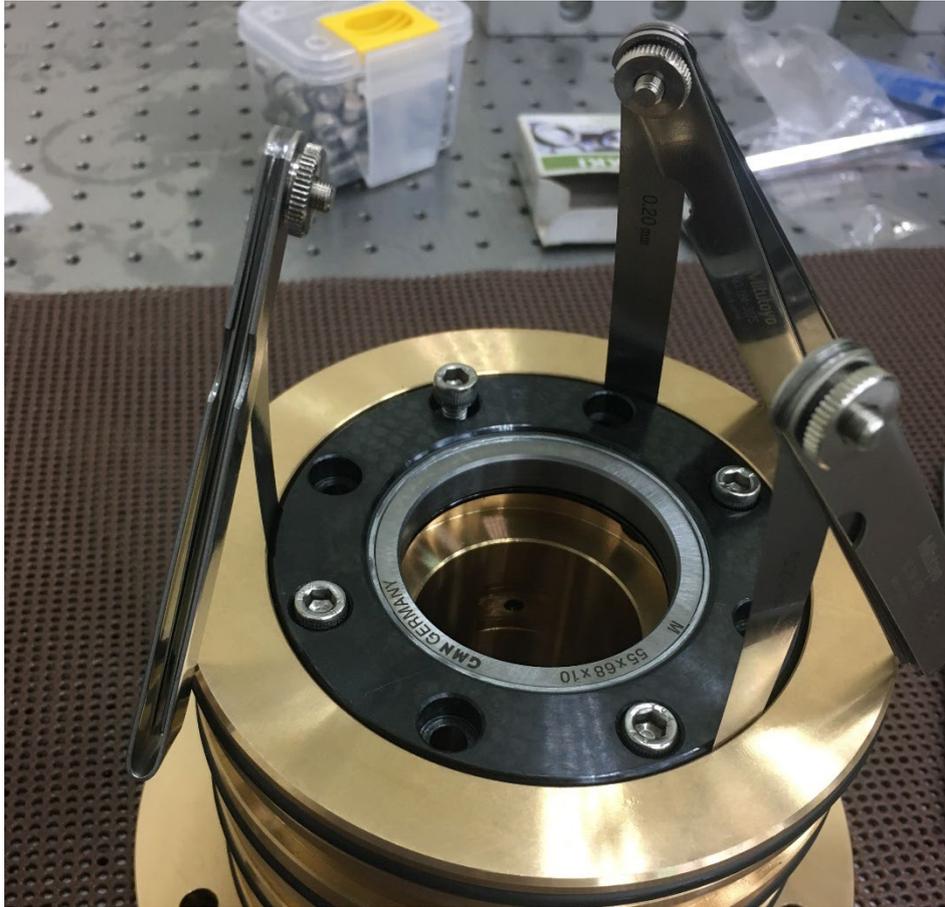


圖14、藉由3組25um間隙片輔助，將軸封座置中並鎖固於軸殼上。

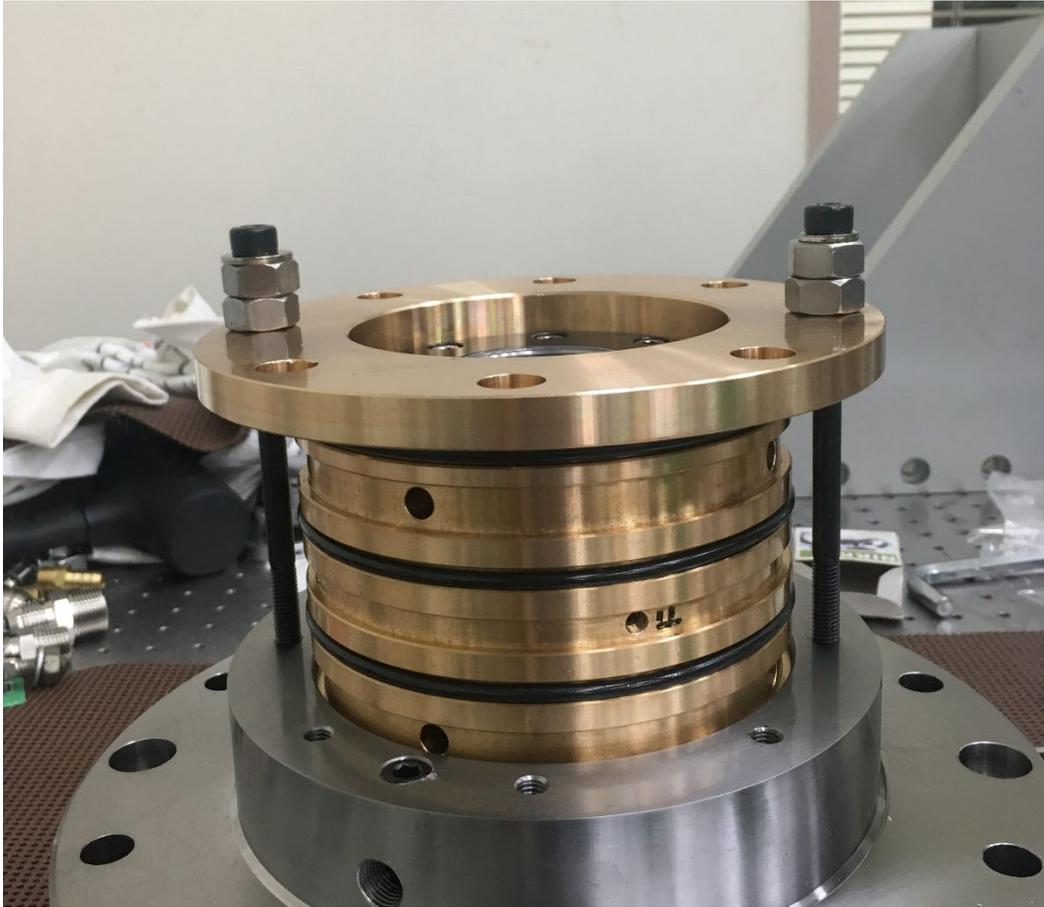


圖15、藉由多組不同長度的螺絲，逐步將軸殼逼入軸承座內。過程中需隨時確認軸殼有無偏斜，以避免傷及軸殼與軸承座的接合面。

軸承座

為確保 O 型環能確實隔絕入油流道與出油流道的洩漏，軸承座的內徑設計建議不大於軸殼外徑30um(單邊不大於15um)。軸承座皆需依入油溝槽與回油溝槽的位置，分別設計相對應之入油孔及出油孔。油孔皆需導0.5mm的圓角，以避免安裝過程傷及軸承上的 O 型環。(圖16)



圖16、軸殼上設計有相對應的入油孔及出油孔，並對其導0.5mm的圓角。

在將軸承裝入軸承座前，需先確認軸承座的內側表面無任何因加工瑕疵所產生之毛邊，若有毛邊，要先修整過才進行組裝。

毛細管節流器

毛細管節流器為精密元件，其規格將影響軸承性能。由於每個節流器皆有其製做誤差，故為減少節流器誤差所造成的影響，每個軸承在出廠前，其所配備的節流器皆已經過嚴格測試與選配，不同軸承間的節流器互換有可能會導致軸承失效。

供油系統

為確保軸承能正常運作，需使用符合規範的供油系統。本計畫所使用的供油系統為德國 HYDAC 的客製品，系統最大供壓11.5MPa，最大流量10.4L/min，油品黏度規格為 ISO VG32，工作油溫50°C，油泵馬達規格4-pole 460V 3PH/60Hz。系統所搭配的 HYDAC 冷卻機型號為 RFCS-G3-005800，冷卻能力(Cooling Capacity) 5.8kW，冷卻液循環流量為40L/min，控溫能力 $\pm 1.5^{\circ}\text{K}$ 。圖17為實際組裝完成之供油系統圖，圖18為相對應之系統配置示意圖。



圖17、靜動壓軸承跑合測試用供油系統

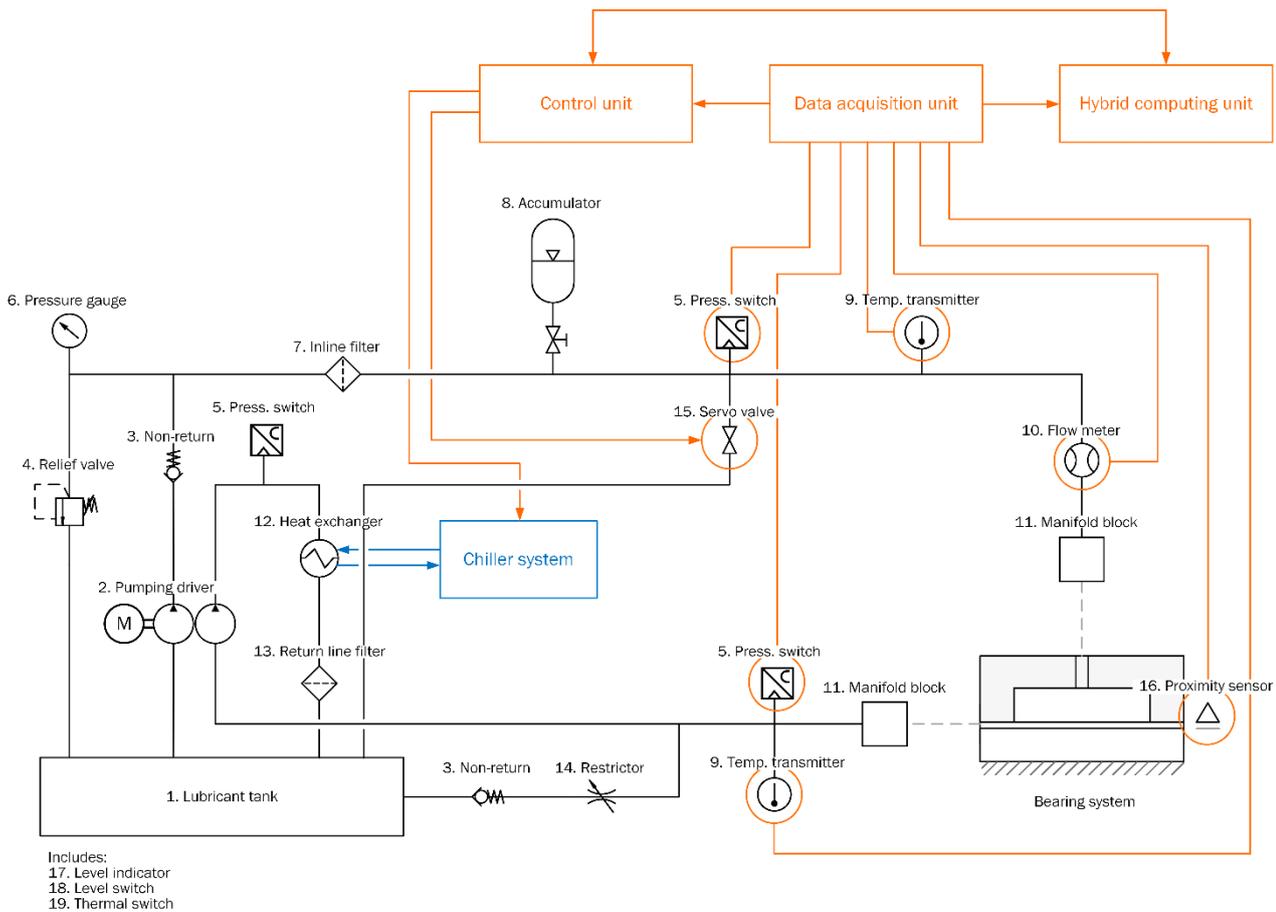


圖18、供油系統配置示意圖

潤滑油

適用於本液靜壓軸承的油品，需選擇具有抗起泡特性(Good anti-foam property)、高溫度穩定性(Good thermal stability)、及高氧化穩定性(Good oxidation stability)的工業液壓油。於本計畫，TOTAL AZOLLS ZS VG32標準工業液壓油將用來進行軸承跑合測試之用。

隨著油溫的上升，油品黏度將隨之增加。油品黏度與工作溫度之間的關聯性並非單存的線性關係，參考如圖19所示。由該圖可知，VG68油品於溫度48°C，及 VG32油品於溫度32°C，會有接近 VG46油品在40°C時的黏度。

實際上，軸承流量與油品黏度成接近正比的關係。於有極端溫度變化的工作環境，為確保軸承的工作特性(承載力、剛性、流量)一致，油品黏度，應視情況，隨著使用環境的改變來進行調整。

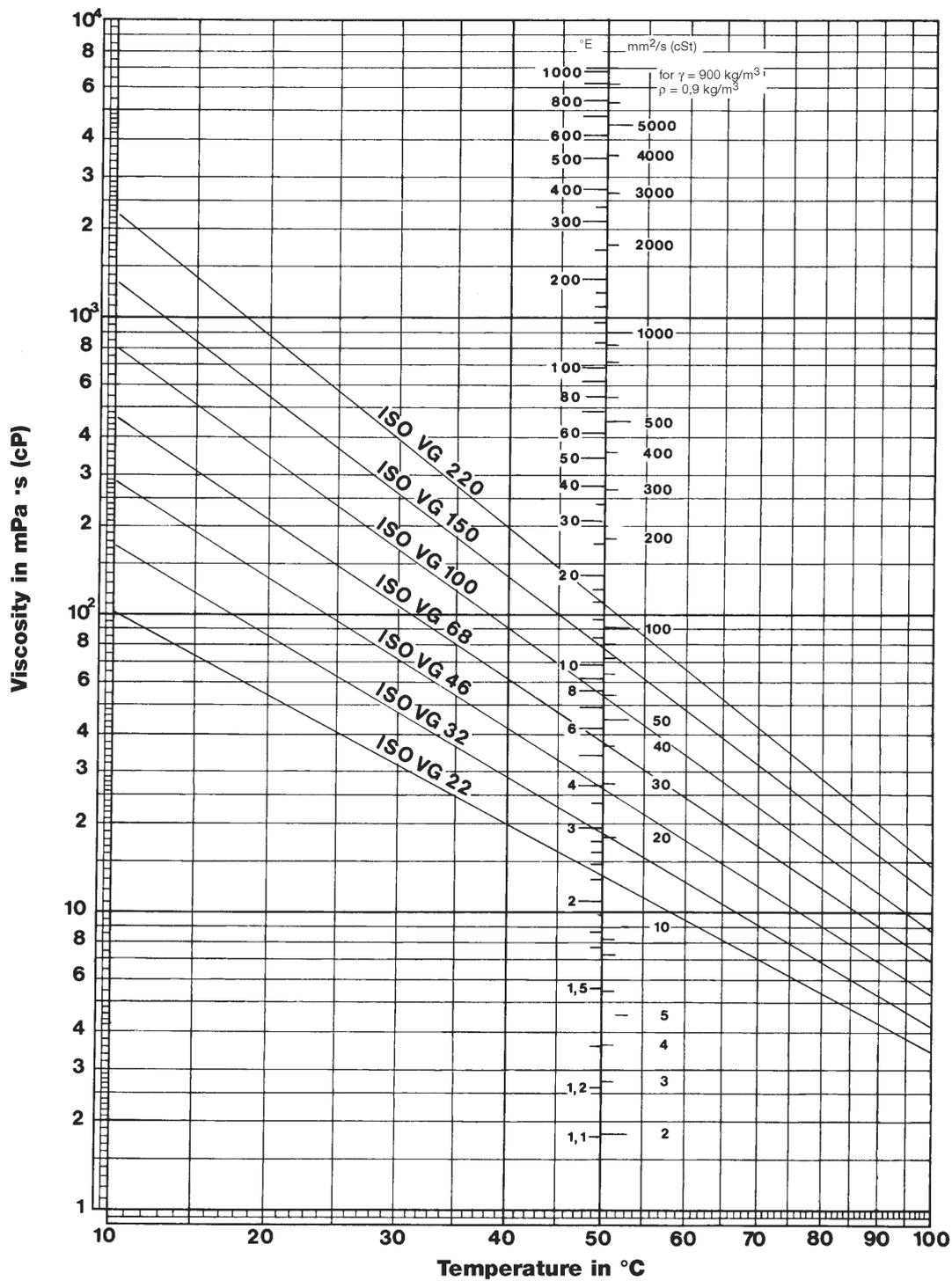


圖19、油品黏度與溫度的關聯性 (參考DIN 51 519)

液壓單元

適用於本液靜壓軸承的液壓單元(液壓泵及驅動裝置)為定壓式系統(Constant pressure systems)，亦即液壓泵的輸出壓力為固定。最大軸承承載力是由供油壓力所決定，本軸承設計所設定的供油壓力為5MPa。液靜壓軸承的供油壓力一般不超過12MPa (=120bar)。

供油系統的最大供油壓力發生在軸承啟動、尚未浮起的瞬間。當軸承開始浮起時，供油壓力通常會先伴隨很大的壓力波動，然後逐漸平緩。實際上，供油壓力的設定會改變軸承的剛性與流量，供油壓力越高，軸承剛性越好，然而，所伴隨的流量也越大，系統功耗(Power consumption)也越多。

為確保意外斷電時，液壓單元仍能提供短時間的供油壓力，一般建議至少搭配安裝一組皮囊式蓄壓器(Hydraulic bladder accumulator)。

液靜壓軸承基本上無使用壽命限制。應用於重要設備，為確保軸承能長時間穩定運轉，供油系統可多配備一組以上的備用液壓單元，作為主要液壓單元發生非預期性故障的備案。備用液壓單元應擁有獨立於主要液壓單元的供能系統(如：緊急備援用三相電、直流電原、或壓縮空氣...等)。

為達到高供油壓力，多數液靜壓軸承的液壓單元會配置齒輪式泵浦(Gear pumps)。藉由馬達的三相電連接設定，可決定馬達的轉動方向，進而決定供油的方向(供油或抽油)。

為避免空負載(無油)造成齒輪泵受損，應於儲油槽在有油情況進行液壓單元的測試。

某些液壓單元會配備溢流閥(Overflow valves)，允許少量供油回流至儲油槽。此時，最大的系統供油壓力可藉由該溢流閥進行調整。調整原則應避免將大量供油導入回儲油槽中，進而導致入油溫度明顯增加。

過濾器

本液靜壓軸承設計有多個油腔，各油腔皆各自搭配獨立的節流器。節流器為靜壓軸承的核心元件，主要作用是用於調節流入油腔的流量，進而達到油腔壓力調節之目的。於循環過程中，為確保系統無雜質流入節流器與軸承面，導致軸承失效，供油系統入油端(輸入至軸承)至少要設計兩道過濾，粗過濾與細過濾。其中，粗過濾規格為10um，細過濾規格為5um。

過濾器建議每運作5,000小時或每年進行例行檢查，若有堵塞則需進行更換。若工作環境會產生較多的粉塵及切屑，則建議每3,000小時或每半年檢查一次。

儲油槽

不足的系統供油將導致軸承失效，進而造成軸承磨損。為防止發生供油不足的情況，儲油槽除了需配備液位開關與窗型液位計外，其容量設計建議至少能提供5分鐘的供給流量，亦即5倍的軸承流量50L。本計畫所採用的儲油槽容量為100L。

為確保回油順暢，由軸承出油口連接至儲油槽的回油接管，應設計一向下傾斜角度至少15°。若接管有100cm直線長度，則接管的高低落差至少要有25cm。

油品替換週期，雖然軸承的油路採用封閉式迴路設計，但仍有可能因混入環境中的水氣而導致油品變質，故建議每運作10,000小時或每兩年更換一次油品。不同規格或型號之油品不能混用。

若於較高溫、或相對潮濕的工作環境，或於會產生重粉塵及切屑的場合，建議每5,000小時或每一年更換一次油品。

油管

油管規格建議，為確保流經管路的流阻不致影響軸承預期性能，請盡可能選擇較大管徑。其中，回油管管徑應不小於10mm。油管轉折之半徑亦為越大越佳，避免產生過多的流阻效應。

安裝完成之管路系統，於系統運作前，應先透過煤油(Kerozene)或清潔用油(Rinsing oil)進行清洗，以確保無雜質顆粒流入軸承，造成軸承面損傷。清潔前，應先移除所有精密量測設備，如壓力計、流量計、相關開關...等。

清潔完成之管路系統，亦須確認無殘留煤油或清潔用油於軸承及油路系統中，以及確認過濾器是否能正常運作。

回油設計

回油泵設計原則，應盡可能以縮短回油距離(回油管管長)為佳，且回油的抽油高度應不超過軸承出油孔的高度。連接軸承出油孔及回油泵的油管，亦建議選擇較大的管徑，以減小可能產生的流阻效應。

變頻驅動器

為達到跑合測試台的設計轉速需求 15,000rpm，本計畫採用工研院自製的三相四極 65kW 感應馬達，其額定功率 65kW，最大轉速可達 32,000rpm。馬達所搭配的變頻驅動器為 YASKAWA A1000，最大適用馬達容量 110kW，額定輸出電流 216A，最高頻率 1067Hz。跑合測試台的變頻驅動器與馬達配置參考如圖 20。

變頻器是可調速驅動系統的一種，是應用變頻驅動技術改變交流馬達工作電壓的頻率和幅度，來平滑控制交流馬達速度及轉矩，其原理可參考圖 21。由於所採用的 65kW 馬達為三相四極的電機設計，換算轉速頻率比為 30 rpm/Hz，若欲達到 15,000rpm，變頻器輸出頻率須達 500Hz。

本計畫開發之靜動壓軸承屬於流膜潤滑軸承，於高轉速下會產生明顯的黏滯摩擦(Viscous Friction)效應。於轉速 15,000rpm 下，將黏滯摩擦效應換算單一軸承能耗約 2.49kW，進行驅動設計時須將其納入考量。

YASKAWA A1000 變頻器的預設輸出頻率上限為400Hz，換算驅動馬達的最高轉速為 12000rpm，該轉速未能達到平台的測試需求，故，設定上需藉由修改 "E1-04" 參數來調整最高輸出頻率至500Hz 以上。由於工研院自製的65kW 馬達，其設計轉速為32,000rpm，故將變頻器最高輸出頻率設定為1067Hz。

透過 YASKAWA A1000 變頻器面板進行輸出頻率設定，即可直接控制馬達的轉速，可控制範圍為0~32,000rpm，參考如圖22。



圖 20、跑合測試台的變頻驅動器與馬達配置。

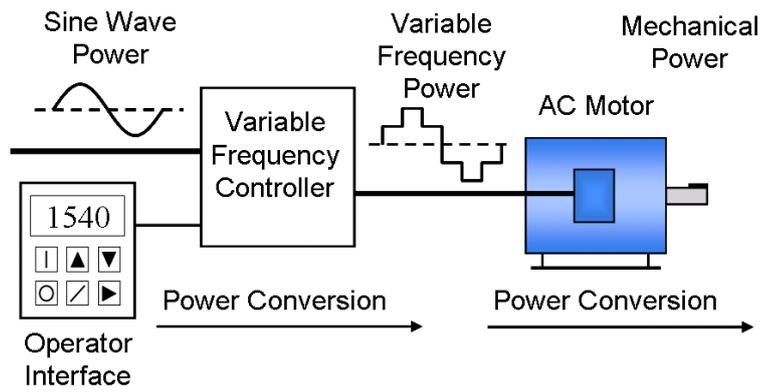


圖21、變頻器系統運作原理



圖22、變頻器面板的輸出頻率設定為600Hz，
換算馬達轉速18,000rpm。

馬達架設

空載驗證是透過外接65kW 馬達的方式，來驅動跑合測試發電機(發電機未安裝轉子與定子)，以進行跑合測試。馬達與發電機間需透過聯軸器進行連接。跑合測試台所採用的聯軸器為 ROTEX GS-P 鋁製系列的夾鉗型聯軸器，其工作扭矩160Nm，遠高於驅動軸承系統所需的扭矩值20Nm。ROTEX GS-P 聯軸器參考如圖23。

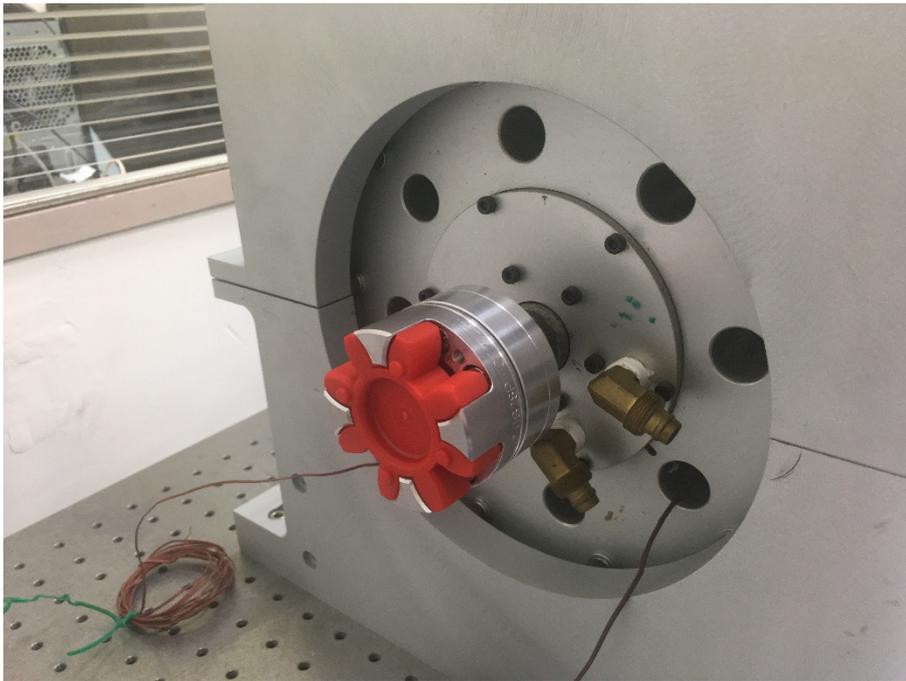


圖 23、ROTEX GS-P聯軸器

跑合測試台詳細規格

工研院靜動壓軸承跑合測試台詳細規格參考如下表3。

表 3、靜動壓軸承跑合測試台規格

組件名稱	規格說明
軸承測試發電機	<ul style="list-style-type: none"> • 功率：30kW @15,000rpm • 迷宮軸封：GMN M301366/M301378，Aluminum (GD AlSi 12)，Max. speed 30700/24100rpm，工作溫度-40°~200°C。 • 徑向軸承：EOBN 05-50 (靜動壓軸承) • 軸向軸承：SKF S7007 CE/HCP4A (斜角滾珠軸承) • O型環：元勤132*140*4 (V75) • 精密螺帽：HKR M30X1.5P
HYDAC 供油系統	<ul style="list-style-type: none"> • 油泵形式：HYDAC PGE104-1000/1000 Dual external gear pump • 最大供給壓力：115bar • 最大供給流量：10.4L/min • 適用黏度：ISO VG32~VG46 • 油泵馬達：4-pole 460V 3PH/60Hz • 熱交換器：HYDAC HEX S615-80-00/G1 • 過濾器：DF inline filter-10um，RF return line filter-5um • 冷卻系統：HYDAC RFCS-G3-005800，Cooling Capacity 5.8kW，440V±5% 3PH/60Hz/8A (Max. 6.1kW)，水乙二醇，循環流量40L/min @3bar，控溫能力±1.5°K，油箱容量38L • 變壓器：LCE客製，Input 220V 3PH/60Hz/39.4A 15KVA，Output 380/400/440V (22.8/21.7/19.7A)，Class A insulation
工研院自製馬達	<ul style="list-style-type: none"> • 型號：ITRI-BS300 • 類型：PM馬達(無滑差) • 功率：65kW • 額定電壓：357V • 額定電流：120A • 馬達極數：4-pole • 空載電流：30A • 最高轉速：32,000rpm • 轉速/頻率：30rpm/Hz • 尺寸外徑：224mm • 軸向長度：430.3mm

YASKAWA 變頻器	<ul style="list-style-type: none"> • 型號：A1000 CIMR-AA4B0250AAA • 適用馬達規格：4-pole 400V 3PH/60Hz • 最大適用馬達容量(重載/輕載)：110kW/132kW • 額定輸入電流(重載/輕載)：207A/248A • 額定輸出容量(重載/輕載)：165kVA/191kVA • 額定輸出電流(重載/輕載)：216A/250A • 載波頻率：1~10kHz • 最大輸出電壓：三相 380~480V (對應輸入電壓) • 額定輸入電壓：三相 380~480V 50/60Hz • 允許電壓波動：-15~+10% • 允許電壓波動：±5% • 電源設備容量(重載/輕載)：189kVA/227kVA
KTR 聯軸器	<ul style="list-style-type: none"> • 型號：ROTEX GS-P 28 98 Sha 6.0 d20 6.0 d38 • 軸徑比：20mm/38mm • 工作扭矩：160Nm • 螺絲規格：M5 • 扭矩：6Nm • 最高轉速：24,000rpm
NI 訊號擷取系統	<ul style="list-style-type: none"> • 作業系統：Windows 10 pro • 動態訊號擷取卡：National Instruments 4472B Dynamic Signal Acquisition (DSA)，24 Bit，102.4 kS/s，8 Inputs，110 dB D.R. • 訊號傳輸：NI PXIe-1071 機箱，PXIe-8301 遠端控制模組，Thunderbolt，40 Gbps，2m • 渦電流感測器：MICRO-EPSILON NCDT3061 with ES-U1，Measuring Range 1mm (nominal)，Resolution $\leq 0.02\mu\text{m}$，Linearity deviation $\leq 1\mu\text{m}$，$-20^{\circ}\text{C}\dots 180^{\circ}\text{C}$，Temp. stability $\leq 0.15\mu\text{m}/^{\circ}\text{C}$，Min. target diameter 18mm，Analog 0V...10V，IP67

結論

本測試台可用來進行軸承的空載驗證，測試項目有二項：(1)下軸承於3,000rpm 及 15,000rpm 兩種工作條件下的偏心、偏擺、溫度、與姿態角，(2)供油系統的供油壓力與溫度之穩定性。前置作業，包含：

- (1) 完成EOBN 05-50軸承的製作與組裝。
- (2) 供油系統的設定與過電測試。
- (3) 65kW馬達的設定與過電測試。

透過 YASKAWA A1000 變頻器面板進行輸出頻率設定，即可進行馬達轉速的控制。變頻器輸出頻率範圍為0~1067Hz，換算馬達心軸轉速為0~32,000rpm，已超過最高測試轉速 15,000rpm 之規格。

接下來的工作，將針對第三章節的模擬結果進行3,000rpm 與15,000rpm 的測試驗證，預期藉由實際實驗來驗證程式模型的正確性。最後，完成測試資料的彙整，並針對實驗結果提出改善方案，持續精進實驗與軸承設計。

參考文獻

- [1] Bassani, R., & Piccigallo, B. (1992). *Hydrostatic Lubrication*. Amsterdam, AE: Elsevier.
- [2] Ghosh, M. K., & Majumdar, B. C. (1980). Design of multirecess hydrostatic oil journal bearings. *Tribology International*, 13(2), pp. 73-78.
- [3] Hamrock, B. J., Steven, R. S., & Jacobson, B. O. (2004). *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. New York, NY: Marcel Dekker.
- [4] Harnoy, A. (2003). *Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication*. New York: Marcel Dekker.
- [5] Loeb, A. M., & Rippel, H. C. (1958). Determination of optimum proportions for hydrostatic bearings. *ASLE Transactions*, 1(2), pp. 241-247.
- [6] Rowe, W. B. (2012). *Hydrostatic, Aerostatic, and Hybrid Bearing Design*. Waltham: Butterworth-Heinemann.
- [7] Davies, P. (1919). A general analysis of multi-recess hydrostatic journal bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 184(1), pp. 827-838.